



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBÍNA

CONDENSING STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Zdeněk Trávníček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Zdeněk Trávníček**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kondenzační parní turbína

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete kondenzační parní turbínu pro následující parametry:

hmotnostní průtok páry do turbíny	$M_0 = 65 \text{ t/hod}$
tlak admisní páry	$p_0 = 68 \text{ bar(a)}$
teplota admisní páry	$t_0 = 480 \text{ °C}$
teplota odplynění	$t_{\text{odpl}} = 140 \text{ °C}$
teplota chladicí vody	$t_{\text{ch1}} = 25 \text{ °C}$

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- 1) návrh tepelného schématu,
- 2) termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny,
- 3) stanovení vlivu změny teploty chladicí vody na poslední stupně parní turbíny,
- 4) konstrukční výkres vybraného uzlu turbíny.

Seznam literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 4. 10. 2016



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je návrh kondenzační parní turbíny o zadaných parametrech. Nejprve je proveden návrh a výpočet tepelného schématu, následuje termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny a návrh vyrovnávacího pístu axiálních sil. V poslední části je posouzen vliv změny teploty chladicí vody na poslední stupně parní turbíny. Součástí práce je rovněž konstrukční výkres podélného řezu parní turbínou.

ABSTRACT

The aim of the master's thesis is to design a condensing steam turbine based on given inputs. Firstly, a design and computation of heat balance is made, followed by thermodynamic calculation of steam turbine channel and a design of compensatory piston of axial forces. Last part of the thesis consists of a review of a change of cooling water temperature in condensator on last turbine stages. The structural drawing of longitudinal section of turbine is included as well.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kondenzační parní turbína, tepelné schéma, termodynamický výpočet, axiální síla, tlak, kondenzátor, teplota, chladicí voda.

KEY WORDS

Condensing steam turbine, heat balance scheme, thermodynamic calculation, axial force, pressure, condensator, temperature, coolant, water

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TRÁVNÍČEK, Z. *Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 122 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Kracík, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce Ing. Petra Kracíka, Ph.D. Vycházel jsem přitom ze svých znalostí, odborných konzultací a citovaných zdrojů.

V Brně, dne

Podpis

Bc. Zdeněk Trávníček

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě chci poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za věnovaný čas, trpělivost, odborné vedení a cenné rady. Jsem také velmi vděčný své rodině a přátelům za velkou podporu, kterou mi poskytovali během psaní této diplomové práce a celé doby studia.

OBSAH

Úvod	12
1 Teoretické podklady pro výpočet	13
1.1 Rankin-Clausiusův oběh.....	13
1.2 Rozbor tepelného schématu	15
1.3 Základní vlastnosti parní turbíny	20
2 Tepelné schéma oběhu.....	25
2.1 Zadané hodnoty.....	25
2.2 Princip výpočtu	26
2.3 Výpočet parametrů média v jednotlivých bodech	26
2.3.1 Vstup páry do turbíny.....	26
2.3.2 Kondenzátor	27
2.3.3 Kondenzátní čerpadlo.....	28
2.3.4 Napájecí čerpadlo	30
2.3.5 Odběr pro odplyňovač a napájecí nádrž	31
2.3.6 Odběr pro NTO 2	33
2.3.7 Odběr pro NTO1	35
2.3.8 Stav páry na výstupu z turbíny	37
2.4 Hmotnostní bilance cyklu	38
2.4.1 První odběr	38
2.4.2 Druhý odběr.....	39
2.4.3 Třetí odběr	39
2.4.4 Kondenzátor	40
2.5 Výsledné tepelné schéma.....	41
3 Regulační stupeň	42
3.1 Předběžný návrh	42
3.1.1 Stanovení výchozích parametrů	43
3.1.2 Parametry páry v regulačním stupni.....	44
3.1.3 Délka lopatek a parciální ostřík.....	45
3.1.4 Předběžný vnitřní výkon	47

3.2 Detailní návrh	49
3.2.1 Stupeň reakce	49
3.2.2 Výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících	50
3.2.3 Průtočné průřezy	53
3.2.4 Stanovení ztrát a výpočet výkonu	55
3.3 Pevnostní kontrola	58
3.4 Shrnutí a zhodnocení návrhu regulačního stupně	60
4 Předběžný návrh stupňové části turbíny	61
4.1 Popis postupu předběžného návrhu	61
4.2 Předběžný návrh prvního kužele	62
4.2.1 Vstupní a výstupní stav páry	62
4.2.2 Geometrické parametry a počet stupňů	64
4.2.3 Výpočet ztrát a vnitřní účinnosti kužele	67
4.2.4 Vnitřní výkon kužele	69
4.3 Shrnutí výsledků pro další kužele	70
4.4 Shrnutí předběžného návrhu	73
5 Tepelný výpočet stupňové části	75
5.1 Popis postupu detailního návrhu	75
5.2 Výpočet jednoho stupně	75
5.2.1 Volba a rekapitulace vstupních parametrů pro rotor	76
5.2.2 Stanovení izoentropického spádu na rotor	77
5.2.3 Vnitřní účinnost stupně	78
5.2.4 Parametry páry před rotorem	79
5.2.5 Volba vstupních parametrů pro stator	80
5.2.6 Stanovení izoentropického spádu na stator	81
5.2.7 Vnitřní účinnost statorové řady	82
5.2.8 Parametry páry před statorem	82
5.3 Výsledky detailního návrhu pro další stupně	83
5.4 Vlastnosti jednotlivých stupňů	94
5.4.1 Výpočet	94
5.4.2 Shrnutí výsledků všech stupňů	95

5.5 Výpočet rychlostí	98
5.5.1 Postup výpočtu	98
5.5.2 Tabelované výstupní rychlosti pro jednotlivé stupně.....	99
5.6 Výsledné parametry stupňové části	102
5.7 Shrnutí návrhu stupňové části	103
6 Výsledné parametry turbíny	104
7 Návrh vyrovnávacího pístu.....	106
7.1 Výslednice axiálních sil	106
7.2 Hmotnostní tok páry ucpávkami pístu	109
8 Vliv teploty chladicí vody na poslední stupeň.....	111
8.1 Teoretický rozbor.....	111
8.2 Výsledky	112
Závěr	115
Seznam použitých zdrojů.....	117
Význam použitých symbolů a zkratek.....	119
Seznam příloh	122

ÚVOD

Elektřina se dnes již bezesporu řadí k základním potřebám vyspělé civilizace, kde se prakticky každý jedinec stal závislým na každodenní spotřebě elektrické energie, ať již při využití v osobní či pracovní části života. S postupným technickým rozvojem v rámci celého 20. století a dosavadní části 21. století postupně rostla i poptávka po elektřině. S rostoucí poptávkou pak přirozeně celosvětově rostla i výroba elektřiny. A právě energetika je odvětví, kde mají parní turbíny největší uplatnění.

I přesto, že vývoj, výroba a využití parních turbín probíhá již více než 120 let, tak stále dochází k jejich zdokonalování pro zlepšení účinnosti a dalších parametrů. V dnešní době se běžně vyrábí parní turbíny o výkonech v řádu jednotek kilowatt až několika stovek megawatt pro využití v různých typech závodů produkujících elektřinu (klasické tepelné elektrárny, jaderné elektrárny, teplárny, výroby produkující využitelné odpadní teplo atd.).

Přestože je trh s parními turbínami poměrně rozsáhlý, jejich výrobou se zabývá nevelké množství firem po celém světě. To je dáno především velkou náročností a přesností výroby. Česká republika však patří s ohledem na historickou tradici a dostatečnému know-how v oboru parních turbín k předním světovým hráčům v jejich produkci.

Za hlavní cíle této diplomové práce se klade provést návrh jednotělesové parní kondenzační turbíny na základě zadaných parametrů. Je požadavek na tři neregulované odběry páry z turbíny. Výstupem práce je návrh a výpočet tepelného schématu a termodynamický výpočet průtočného kanálu za účelem stanovení vlivu změny teploty chladicí vody na poslední stupně parní turbíny. Nejedná se tedy o kompletní výrobní návrh parní turbíny a není proto třeba provádět například podrobný kompletní pevnostní výpočet, který by se v případě skutečně vyráběné turbíny musel provést. Níže navrhnutá turbína poslouží především jako numerický model turbíny, na kterém bude posouzen vliv změny jednoho ze vstupních parametrů zadání. Posledním výstupem bude konstrukční výkres vybraného uzlu turbíny.

Při tvorbě této práce bude vycházeno z informací, na jejichž zdroj je odkázáno v kapitole Seznam použitých zdrojů, a ze zadaných parametrů. Samotný výpočet bude probíhat dle postupů, které jsou uvedeny zejména v [1], [2] a [3].

1 TEORETICKÉ PODKLADY PRO VÝPOČET

Dle definice je parní turbína točivý lopatkový tepelný stroj, který převádí energii získanou expanzí vodní páry na mechanickou energii rotačního pohybu hřídele parní turbíny. Parní turbína proto není sama od sebe schopna výroby elektrické energie, ale vždy je součástí daleko většího a rozsáhlejšího technologického celku. Musí tedy vždy být napojena na zdroj přehřáté nebo alespoň syté páry, přičemž tímto zdrojem může být například kotel na fosilní paliva v klasické tepelné elektrárně, v jaderné elektrárně je to parogenerátor, který předává tepelnou energii vytvořenou v jaderném reaktoru z primárního okruhu na sekundární okruh, kde se nachází turbína. [4]

Dalšími zdroji páry pak mohou být například další typy kotlů na jiná paliva (např. spalovenské kotle pro spalování odpadů ve spalovnách, biomasové kotle spalující biomasu apod.), popřípadě spalínové kotle u paroplynových bloků elektráren nebo kotle na odpadní teplo, které mají využití v závodech, kde během určitého technologického procesu vzniká větší množství tepla apod. Parní turbíny mohou najít uplatnění také v provozech, které používají páru během technologických procesů. Sem se řadí například různé chemické výroby, které mohou přebytečnou páru využít na výrobu elektřiny pomocí parní turbíny. [4]

Kromě zdroje páry je další zásadní komponentou elektrárny také generátor, který je přes spojku a někdy též převodovku mechanicky připojen na hřídel turbíny. Generátor pak převádí mechanickou energii rotačního pohybu hřídele parní turbíny na elektřinu.

1.1 RANKIN-CLAUSIŮV OBĚH

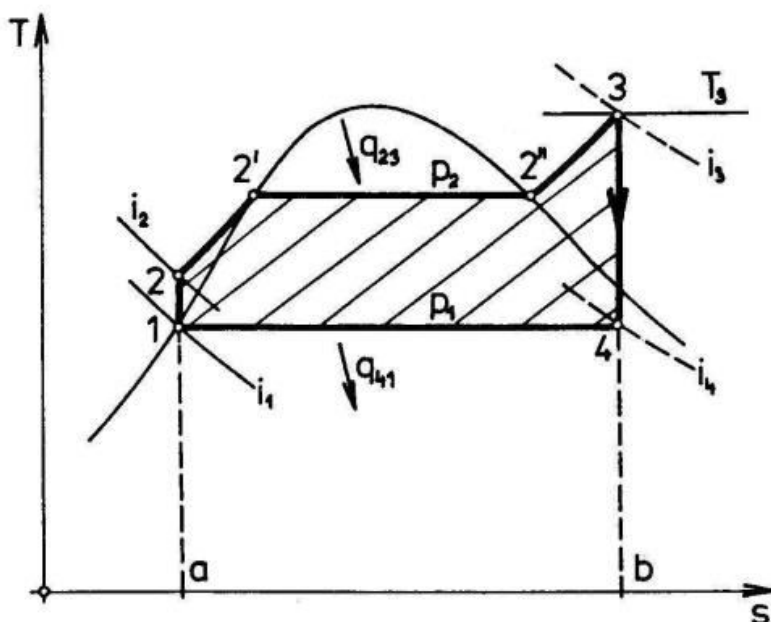
Ze samotného přívlastku parní turbíny lze odhadovat, že pracovní látkou je vodní pára. Celý princip výroby elektrické energie (u způsobů kde je využita parní turbína) spočívá v ohřevu vody, její změně skupenství na vodní páru a následném ohřevu na páru přehřátou (s výjimkou některých aplikací, kde postačí pára sytá, jako jsou například některé druhy jaderných elektráren, kde z technologických důvodů není možné dosáhnout na přehřátou páru o vysoké teplotě). Tato pára je pak vedena na parní turbínu, kde předá určitou část své energie a odchází buď k dalšímu využití nebo do kondenzátoru, kde za pomoci média, jako například chladicí vody nebo vzduchu zkondenzuje a může se znovu použít.

Z předchozího odstavce je zřejmé, že výroba elektřiny v tomto typu elektráren probíhá na základě cyklu vody a vodní páry. Tento cyklus se nazývá Rankin-Clausiusův a je to základní cyklus pro tepelné a jaderné elektrárny. Je zobrazen na obrázku 1.1.

Vezmeme-li v úvahu pořadí bodů na obrázku, tak cyklus začíná v bodě 1, který se nachází ve sběrné nádrži kondenzátu, odkud voda proudí do kondenzátního čerpadla (KČ), kde dojde ke zvýšení tlaku, aby se voda přes nízkotlakou regeneraci dostala do napájecí nádrže (NN). Kondenzátní čerpadlo také řídí tlak v odplynění, respektive v napájecí nádrži. Za napájecí nádrží se nachází napájecí čerpadlo (NČ), které zvýší tlak napájecí vody na hodnotu v bodě 2. Toto zvýšení tlaku musí být dostatečné natolik, aby zajistilo požadovaný tlak na vstupu do turbíny, který je jednou ze základních veličin pro výpočet expanze v turbíně, a zároveň musí pokrýt veškeré tlakové ztráty v potrubí mezi napájecím čerpadlem a vstupem

do turbíny. Tlak na napájecím čerpadle je tedy vyšší než tlak na vstupu do turbíny právě o tlakové ztráty v potrubí na této trase.

Po zvýšení tlaku následuje ohřev, ke kterému dochází buď přímo v kotli, nebo v ohřívácích tzv. vysokotlaké regenerace (o principu regenerace bude pojednáno v následující kapitole). Ohřev probíhá až na mez syté kapaliny (bod 2'), kde se při daném tlaku voda začíná odpařovat, tento proces probíhá v ideálním případě za konstantní teploty a tlaku, jedná se tedy o tzv. izotermicko-izobarický děj. Tato část již vždy probíhá výhradně přímo v kotli. Takto dospějeme až k bodu 2'', který značí mez syté páry. V tomto bodě již všechna voda změnila své skupenství na vodní páru. Ihned navazuje další ohřev až na bod 3, zde je již pára ve stavu přehřátém, opouští kotel (popřípadě generátor páry) a je směřována směrem k turbíně. Teplo dodané vodě a vodní páře mezi stavy 2 až 3 je označeno jako q_{23} a vyjadřuje teplo dodané pro přechod mezi těmito stavy. Pokud není využita vysokotlaká regenerace, tak se také jedná o teplo dodané palivem v rámci jednoho průchodu pracovní látky cyklem.



Obr. 1.1: Rankin-Clausiusův cyklus v T-s diagramu [6]

V tomto zjednodušeném schématu také můžeme bod 3 považovat za začátek expanze v parní turbíně. Expanze v parní turbíně probíhá mezi body 3 a 4, můžeme sledovat postupné snižování základních parametrů páry, zejména teploty, tlaku a entalpie, naopak dochází k postupnému nárůstu měrného objemu. Pomocí expanze vodní páry (a snižování jejich parametrů) pak dochází k přenosu energie z páry na energii rotačního pohybu turbíny, která se pomocí generátoru transformuje na elektřinu. Na obrázku je zobrazena izoentropická expanze, expanze tedy probíhá za konstantní entropie, což mimo jiné znamená, že jsou na obrázku zanedbány ztráty v turbíně. V praxi je tohoto stavu prakticky nemožné dosáhnout a expanze je vždy zatížena ztrátami, důsledkem toho je nárůst entropie během expanze a snížení účinnosti. Expanze zahrnující vliv ztrát bude zobrazena v následující kapitole.

Na obrázku je také patrné, že expanze může končit i v oblasti mokré páry, v technické praxi se tohoto často využívá (například expanze v českých jaderných elektrárnách končí

na suchosti $x = 0,85$). Expanze končící v oblasti mokré páry je však zatížena další ztrátou právě kvůli snížené suchosti páry. Důsledkem je kromě snížené účinnosti turbosoustrojí také větší namáhání posledních lopatek kvůli dopadajícím kapičkám vody, což vede k erozi lopatek a tedy i snížení jejich životnosti. Koncový bod expanze je pak nejvíce ovlivněn tlakem za turbínou, ten je u kondenzačních parních turbín dán zejména teplotou chladicí vody v kondenzátoru (čím nižší teplota chladicí vody, tím nižší tlak v kondenzátoru a tedy i za turbínou) a u protitlakových turbín je dán požadovaným tlakem za turbínou, kdy se pára ještě dále využívá například pro vytápění nebo různé technologické procesy.

Mezi body 4 a 1 probíhá kondenzace páry v kondenzátoru. Kondenzátor je prakticky výměník tepla, kde proudí chladicí voda, která ochlazuje páru vystupující z turbíny. Pára předává teplo chladicí vodě a postupně zkondenzuje. Vzniklý kondenzát následně může případně projít úpravou a přes kondenzátní čerpadlo (KČ) a nízkotlakou regeneraci proudí zpět do napájecí nádrže. Tak se celý cyklus uzavírá.

Znalost Rankin-Clausiova tepelného cyklu je nutná pro návrh a výpočet tepelného schématu. Popis oběhu v této kapitole je poměrně zjednodušený s vyjmenováním základních komponent esenciálních pro průběh tohoto cyklu. V praxi je jeho součástí daleko více komponent a je nutné počítat s mnoha druhy ztrát jak v tepelném schématu, tak i v samotné turbíně. To bude vše bráno v úvahu v následujících kapitolách. Výše sepsaný popis oběhu tedy slouží jen jako nutný základ pro pochopení principu funkce tepelných elektráren.

1.2 ROZBOR TEPELNÉHO SCHÉMATU

Návrh a výpočet tepelného schématu je prvotním krokem při návrhu parní turbíny. Postupně totiž dojde na základě zadaných parametrů k výpočtu stavů páry před turbínou, za turbínou a v jednotlivých odběrových místech. Tyto zjištěné hodnoty pak poslouží již pro samotný návrh a výpočet parní turbíny.

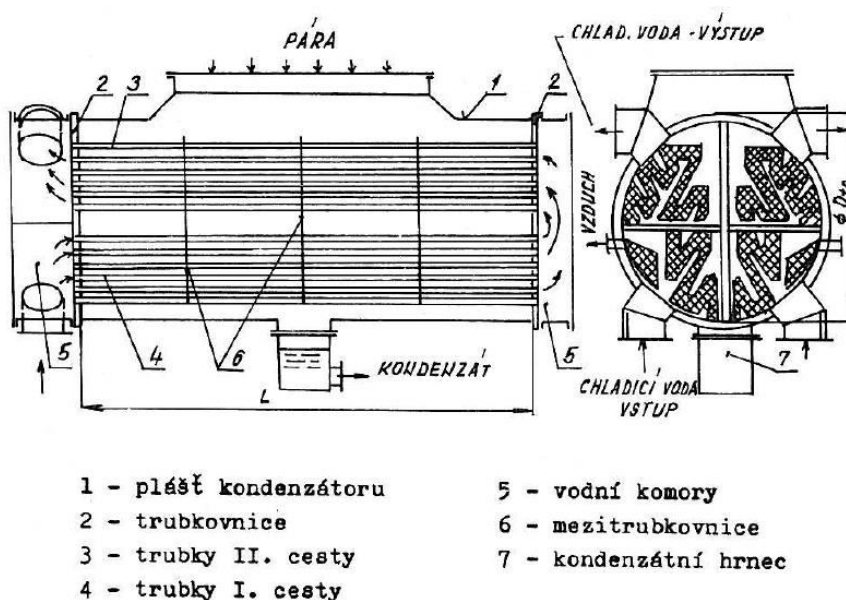
Před zahájením procesu návrhu tepelného schématu je třeba vzít v úvahu známé vlastnosti turbíny ze zadání, v technické praxi se jedná především o informace o velikosti a účelu parní turbíny. Ve složitých případech se vypracovává i několik variant návrhu tepelného schématu souběžně, přičemž nakonec je vybrána ta varianta splňující zadané podmínky, která je ekonomicky nejvýhodnější. To však není případ této práce, kdy je hned v názvu zmíněno, že se jedná o kondenzační parní turbínu. Je tedy evidentní, že pára vystupující z parní turbíny bude vedena přímo do kondenzátoru, kde bude chlazena chladicí vodou o zadaných parametrech.

Tepelné schéma elektrárny s Rankin-Clausiovým cyklem obsahuje vždy několik základních prvků nezbytných pro funkčnost tohoto cyklu. Těmito základními prvky jsou kotel (popřípadě jiný zdroj páry), turbína, kondenzátní čerpadlo, napájecí nádrž a napájecí čerpadlo. Pokud se plánuje implementace kondenzační parní turbíny, tak dalším nezbytným prvkem v okruhu je kondenzátor, který je napojený bezprostředně za turbínu. Ve většině aplikací se také využívá tzv. regenerace tepla, jejíž použití se v tepelném schématu projeví výskytem regeneračních ohříváků. O všech těchto prvcích bude stručně pojednáno zejména v této a speciálně o turbíně v následující kapitole. Je třeba také poznamenat, že samotná dodávka

jednotlivých technologií nemusí vždy být záležitostí jen jedné společnosti, dodávky mohou například jen turbinový ostrov nebo i celou strojovnu na klíč. V každém případě je však nutná znalost kompletního tepelného schématu.

V rámci této práce bude uvažováno tepelné schéma bez zahrnutí zdroje přehřáté páry. Hranice dodávky tedy bude bezprostředně před vstupem páry do armatur před turbínou a také bezprostředně za napájecím čerpadlem. Toto bude blíže patrné ze samotného znázornění tepelného schématu. Nyní již bude přikročeno ke stručnému popisu činnosti jednotlivých základních prvků cyklu, které již byly zmíněny. Bude postupováno směrem od turbíny k napájecímu čerpadlu. Vzhledem k tomu, že tato práce si klade za cíl návrh kondenzační parní turbíny, tak popisu funkce turbíny bude věnována samostatná (následující) kapitola.

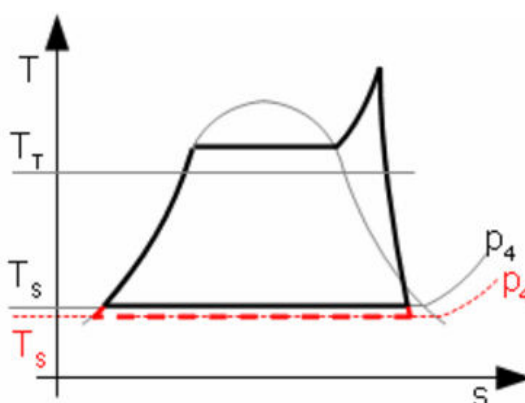
Prvním prvkem za turbínou v rámci této práce je kondenzátor. Kondenzátor je v zásadě tepelný výměník, jehož hlavním posláním je zajistit kondenzaci páry, který vychází z turbíny. Vzniknuvší kondenzát pak odchází do kondenzátního čerpadla a po případných úpravách je využit pro další oběh. Kondenzátor je zpravidla ve formě trubkového výměníku (viz obr. 1.2), přičemž v trubkách proudí chladicí voda¹ (na obrázku 1.2 chladicí voda vstupuje do kondenzátoru v bodě 5, následuje průchod jedním svazkem trubek, následuje obrát ve vodní komoře na pravé straně, průchod dalším svazkem trubek a z další vodní komory pak chladicí voda vystupuje z kondenzátoru. Z vnější strany trubek proudí pára o velmi nízkých parametrech, která je z turbíny do kondenzátoru odvedena přes výstupní hrdlo. Samotná kondenzace pak probíhá na stěnách trubek. Samotný proces kondenzace v kondenzátoru je poměrně složitý jev, protože pára vstupující do kondenzátoru obsahuje také vzduch a malý podíl dalších plynů. Tyto plyny jsou z kondenzátoru odváděny za pomoci vývěv, čímž se zlepší přestup tepla a účinnost kondenzátoru. Vývěvy se používají také pro vytváření vakua v kondenzátoru při najíždění turbíny. [1,4]



Obr. 1.2: Znázornění kondenzátoru [2]

¹ Existují i různé další typy kondenzátorů s jinými chladicími medii. Kromě chlazení vodou se používá také chlazení vzduchem. Tyto kondenzátory jsou však kvůli horšímu přestupu tepla daleko větší a vyplatí se je používat zejména v lokalitách s nedostatkem vody pro chlazení.

Důležitým parametrem pro práci kondenzátoru je teplota chladicí vody, která přímo ovlivňuje tlak v kondenzátoru. Platí, že čím nižší teplota chladicí vody, tím nižší tlak v kondenzátoru (v rámci technických možností, v kondenzátoru nikdy nebude vytvořeno úplné vakuum). To je patrné i z obrázku 1.3. Tento fakt bude potřeba brát v úvahu později v této práci, kdy bude posuzován vliv teploty chladicí vody na poslední stupeň parní turbíny. Tlak v kondenzátoru tedy závisí na teplotě chladicí vody a běžně se pohybuje na hodnotách v řádech setin baru, přičemž záleží i na provozním režimu turbíny. Tlak v kondenzátoru je pak jedním ze stěžejních údajů pro výpočet parní turbíny, protože tento tlak zároveň vyjadřuje tlakovou úroveň konce expanze v parní turbíně. Platí tedy, že čím nižší tlak v kondenzátoru, tím je delší expanze a tím se zvýší i entalpický spád na turbínu a tedy i její výkon. [1,7]



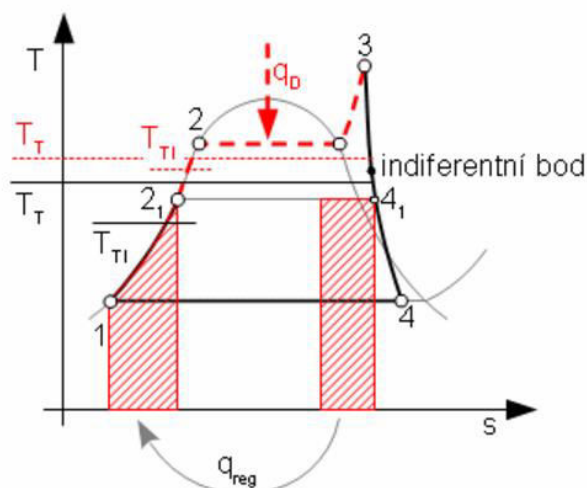
Obr. 1.3: Vliv snížení tlaku v kondenzátoru [7]

Samotná teplota chladicí vody je individuální a záleží zejména na prostředí výrobního bloku a odkud je voda dodávána. Chladicí vodě je v kondenzátoru postupně předáváno teplo z kondenzující páry a logicky tedy dochází k ohřevu chladicí vody. Tento ohřev je opět specifický pro každý výrobní blok a běžně se pohybuje kolem 5 až 10 °C. Tento údaj je směrodatný zejména pro aplikace, kde se chladicí voda odebírá z řeky a pak se do ní zase vrací (z důvodu vodohospodářských regulací), pokud se využívá recirkulace chladicí vody (tedy použití chladicích věží), tak je možné chladicí vodu ohřát až o 25 °C. Při návrhu kondenzátoru hraje podstatnou roli také množství tepla, které je nutné pomocí chladicí vody odvést. Tímto je pak ovlivněn průtok chladicí vody a zároveň i velikost kondenzátoru. [7]

Dalším prvkem tepelného schématu je kondenzátní čerpadlo, které se nachází za kondenzátorem. Úkolem tohoto čerpadla je zvýšit tlak vody natolik, aby bylo zajištěno proudění kondenzátu do napájecí nádrže. Tlak za kondenzátním čerpadlem tedy musí být větší než tlak v napájecí nádrži, přičemž musí být větší alespoň o tolik, aby bylo zajištěno pokrytí tlakových ztrát. Tyto ztráty vznikají zejména v potrubí, tepelných výměnících (ohříváky nízkotlaké regenerace, chladiče kondenzátu, kondenzátor ucpávkové páry apod.), dále pak v zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu a uvažuje se také tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru. Je také třeba počítat s rozdílem tlaku daným převýšením napájecí nádrže (resp. odplynovače) vůči kondenzátnímu čerpadlu. Kondenzátní čerpadlo je tedy důležitým prvkem, který zajišťuje odvod kondenzátu z kondenzátoru do napájecí nádrže. Stlačení v kondenzátním čerpadle však ve výsledku není příliš velké, pohybuje se v řádu

jednotek barů. Kondenzátní čerpadlo je tedy podstatně menší a potřebuje daleko menší příkon než napájecí čerpadlo. [1]

Po kondenzátním čerpadle kondenzát může procházet úpravou a čištěním a pak zamířit do napájecí nádrže. Většinou však kondenzát po cestě prochází několika ohříváky nízkotlaké regenerace tepla, kde dochází k ohřevu kondenzátu před napájecí nádrží. Velikost tohoto ohřevu je opět specifická pro každou aplikaci, jedná se o ohřev z teploty kondenzátu za kondenzátorem na teplotu před napájecí nádrží. Pro tento ohřev je využíváno páry o určitém tlaku, která je odebírána přímo z turbíny. Z turbíny jde potrubím do regeneračního ohříváku, kde zkondenzuje, čímž předá teplo hlavnímu kondenzátu. [1,7]



Obr. 1.4: Princip regeneračního ohřevu napájecí vody [7]

Význam regenerace je zobrazen na obrázku 1.4. Teplo je odebíráno z turbíny během expanze mezi body 3 a 4 (množství tohoto tepla odpovídá ploše červeně šrafovanému obdélníku) a je předáváno kondenzátu, respektive napájecí vodě, čímž dojde k jejímu předehřevu před kotlem. Tímto se zvýší tzv. střední teplota přívodu tepla T_{Ti} , což vede k menšímu množství tepla potřebnému k ohřevu pracovní látky na stav v bodě 3 a tedy i zvýšení účinnosti celého cyklu. [7]

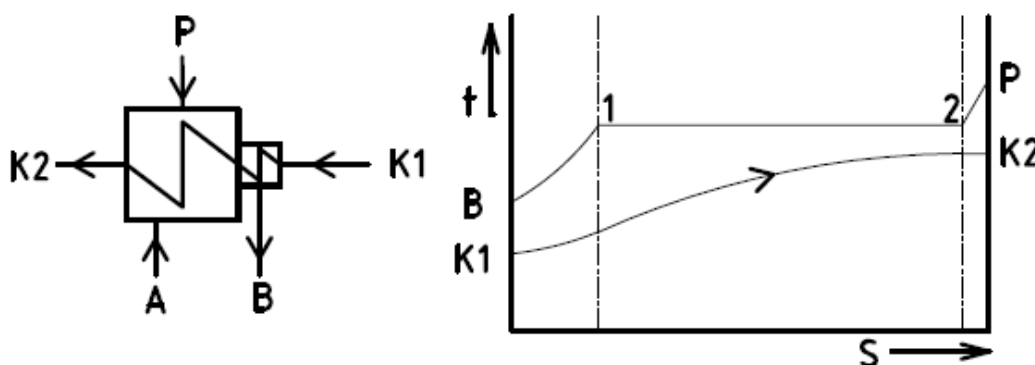
Regenerace se dělí na vysokotlakou a nízkotlakou, hranicí mezi těmito dvěma typy je napájecí nádrž. Ohříváky mezi napájecí nádrží a kotlem nebo parogenerátorem jsou vysokotlaké (používá se pro ně zkratka VTO) a využívají pro ohřev napájecí vody před kotlem páru z turbíny o vyšších parametrech, než jsou parametry páry v napájecí nádrži. Ohříváky nízkotlaké regenerace (NTO) se nachází mezi napájecí nádrží a kondenzátorem a z turbíny odebírají páru o poměrně nízkých parametrech. Do systému regenerace se počítá i samotná napájecí nádrž, do níž je také zaveden jeden z turbínových odběrů². [1,7]

V rámci systému regenerace tepla je napájecí nádrž jediným tepelným výměníkem, kde dochází ke smísení odběrové páry s napájecí vodou, je to tedy jediný směšovací výměník používaný k regeneraci tepla, což je dáno také tím, že odběrová pára se používá nejen pro ohřev v napájecí nádrži, ale také pro odplynění napájecí vody. Ostatní výměníky jsou zpravidla trubkové. Pokud je součástí technologického celku vysokotlaká regenerace, tvoří ji

²Pára je zavedena do horní části napájecí nádrže, kde se nachází systém odplynění.

nejčastěji jeden až tři vysokotlaké trubkové ohříváky. Nízkotlakou regeneraci tvoří více ohříváků, jejich počet je opět specifický, nejčastěji se pohybuje v rozmezí dva až pět. Odvod zkondenzované odběrové páry je pak možné provést více způsoby, jako nejúčinnější se jeví tzv. kaskádování kondenzátu, kdy je zkondenzovaná pára zavedena z ohříváku o vyšším tlaku odběrové páry do ohříváku o nižším tlaku. Z nízkotlakého ohříváku, který je nejbližší kondenzátoru, je pak zkondenzovaná pára zavedena do kondenzátoru, kde se smísí s hlavním kondenzátem. Při návrhu systému regenerace je také důležitý požadavek na možnost odstavení jednotlivých ohříváků při zachování funkce bloku elektrárny. Tento požadavek se uplatňuje například při údržbě jednotlivých ohříváků nebo pokud je zapotřebí rychlého zvýšení výkonu turbíny. [1,2]

Na obrázku 1.5 je značka ohříváků používaná v tepelných schématech a napravo jsou také znázorněny průběhy teplot jednotlivých medií v ohříváku. Větev K1 označuje vstup hlavního kondenzátu do ohříváku, K2 pak jeho výstup z ohříváku. Platí tedy, že teplota kondenzátu je vyšší v bodě K2 než v bodě K1. V bodě A je do ohříváku zaveden kondenzát z předchozího ohříváku (na základě principu kaskádování kondenzátu). Pára z turbínového odběru vstupuje do ohříváku v bodě P. V bodě B pak vystupuje zkondenzovaná odběrová pára smísená s kondenzátem z předchozího ohříváku. [1]



Obr. 1.5: Značení a průběhy teplot v NTO

V pravé části obrázku 1.5 jsou znázorněny průběhy teplot. Horní křivka popisuje stav odběrové páry, která vstupuje do výměníku v bodě P, nejprve dojde k jejímu mírnému ochlazení na teplotu kondenzace při daném tlaku a pak k samotné kondenzaci na trubkách v ohříváku, přičemž odevzdává teplo hlavnímu kondenzátu přes stěny trubek. Kondenzace je proces izotermicko-izobarický. Po kondenzaci se někdy uplatňuje tzv. podchlazení kondenzátu, kdy se zkondenzovaná odběrová pára podchladí pod teplotu kondenzace při daném tlaku za účelem lepšího využití tepla odběrové páry a následně odchází z ohříváku v bodě B. Platí, že výsledný rozdíl mezi teplotou v bodech B a K1 je přibližně 10 °C, přičemž, jak je zmíněno výše, K1 značí vstup „studeného“ hlavního kondenzátu. Spodní křivka tedy pak vyjadřuje průběh teploty hlavního kondenzátu. Charakteristickou vlastností výměníku je tzv. nedohřev, v tomto případě se jedná o rozdíl mezi teplotami v bodech 1 (respektive 2) a K2. Velikost nedohřevu bude zvolena v průběhu výpočtu v rámci kapitoly 2. [1,2]

V této práci bylo v rámci zadání stanoven počet nízkotlakých regeneračních ohříváků na dva. Součástí tepelného schématu bude také napájecí nádrž. Vysokotlaká regenerace nebude v rámci této práce uplatněna. Další podrobnosti a konkrétní volené parametry v rámci regenerace a tepelného schématu budou uvedeny v kapitole 2.

Dalším důležitým prvkem tepelného schématu je napájecí nádrž, která slouží nejen jako zásobárna pracovního media, ale v její horní části dochází k odplynění a odvodu nezkondenzovatelných plynů (brýd). V odplyňovači dochází smíšením s odběrovou parou ke zvýšení teploty hlavního kondenzátu (napájecí vody) na bod varu, při kterém dochází k rychlému vypuzování rozpuštěných plynů v kondenzátu. Tyto plyny pak odchází mimo celý okruh, hlavní kondenzát pak z odplyňovače padá do napájecí nádrže. V rámci výpočtu tepelného schématu se ztráty brýdami zahrnují do výpočtu ztrátového množství napájecí vody. V této práci však nebude ani jedna z těchto ztrát uvažována. [1,2]

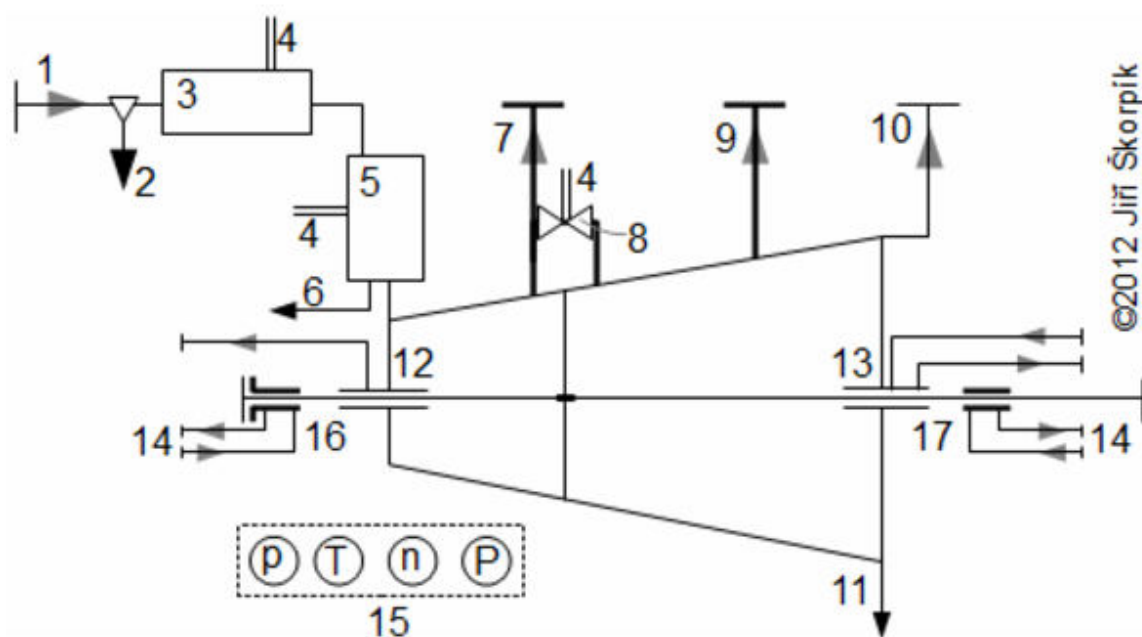
Posledním členem tepelného schématu uvažovaným v této práci je napájecí čerpadlo. To má za úkol zvýšit tlak napájecí vody z tlaku v napájecí nádrži natolik, aby byl dodržen požadovaný tlak admisní páry a aby byly také pokryty tlakové ztráty mezi napájecím čerpadlem a vstupem páry do turbíny. Tyto tlakové ztráty zahrnují především ztrátu v potrubí, ztrátu na vodní straně kotle, ztrátu v regulačním ventilu napájecí vody, ztrátu ve vysokotlakových ohřívácích, jsou-li součástí daného schématu, a také ztrátu rozdílem polohy napájecího čerpadla a výstupního hrdla kotle. Napájecí čerpadlo je daleko větší než kondenzátní čerpadlo a musí zvýšit tlak napájecí vody řádově v hodnotách vyšších desítek barů a více, dle požadovaného tlaku admisní páry. Toto čerpadlo také zpravidla musí být zálohované pro případ poruchy, protože případný výpadek napájecí vody by mohl mít destruktivní účinky na kotel. [1]

1.3 ZÁKLADNÍ VLASTNOSTI PARNÍ TURBÍNY

Expanze v parní turbíně je jednou z nejdůležitějších součástí Rankin-Clausiova cyklu. Během expanze dochází v turbíně k předávání energie páry na mechanickou rotační energii rotoru turbíny, která je přes spojku a převodovku napojena na generátor elektřiny. V praxi je parní turbína poměrně složité zařízení, které je tvořeno nejen statorovými a rotorovými řadami lopatek, ale i mnoha systémy podporující a zajišťující její nezávadný a rentabilní provoz. Jedná se především o uzavírací a regulační armatury, systém ucpávek, systém odvodnění, zajištění proti axiálnímu a radiálnímu pohybu rotoru pomocí ložisek, odběry páry apod. [7]

Složitost zapojení parní turbíny je zjednodušeně ilustrována na obrázku 1.6. Bod 1 značí přívod páry do turbíny přívodním potrubím od zdroje páry, následuje odvodnění (bod 2), velmi důležitou součástí sloužící především jako ochrana parní turbíny je uzavírací a havarijní ventil (bod 3 a jeho ovládání bod 4). Následuje vstup do turbínové části přes regulační ventily (bod 5 a jejich odvodnění bod 6). Odtud je pára již přivedena na první lopatkový stupeň, kterým je regulační stupeň, a následně do dalších stupňů, přičemž na každém stupni probíhá expanze páry. V obrázku je také zjednodušeně zobrazen systém ucpávek (body 12 a 13), který má zajistit těsnost parní turbíny mezi rotorem a statorem,

především musí zamezit únikům páry do okolního prostředí a nasávání okolního vzduchu do turbíny. Body 16 a 17 označují přední, respektive zadní ložiskové stojany včetně přívodu a odvodu oleje (pod číslem 14). Přímou z turbíny jsou pak v horní části zobrazeny možné varianty odběrů. Vlevo (body 4, 7 a 8) je regulovaný odběr páry, napravo pak neregulovaný odběr (bod 9), který se nejčastěji používá pro odvod páry do regeneračních ohříváků. Bod 10 značí výstup páry z turbíny výstupním hrdlem a bod 11 znázorňuje odvodnění stupňovité části turbíny. Systém odvodnění stupňovité části je ve skutečnosti daleko složitější, než je zobrazeno. Odvodňovacích kanálů je po délce turbíny většinou více. V rámečku u bodu 15 jsou pak poznamenány sledované veličiny. Jedná se o tlak a teplotu páry v různých uzlech turbíny, otáčky rotoru a výkon turbíny, dále pak tlak a teplota mazacího oleje, polohy ventilů a vibrace turbosoustrojí. [7]



Obr. 1.6: Zapojení parní turbíny v technologickém celku [7]

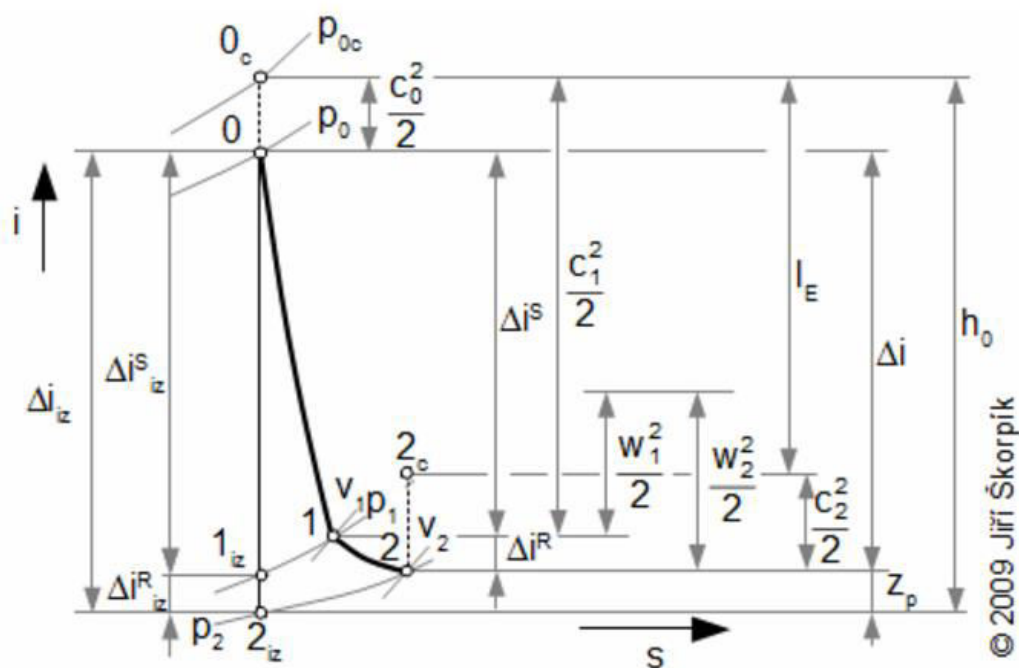
Při návrhu parní turbíny se vychází ze zadaných hodnot. Těmi většinou jsou stavy páry před a za turbínou³, přičemž stav páry za turbínou je dán také typem parní turbíny, zda se jedná o protitlakovou nebo kondenzační turbínu. Součástí přímého zadání může být také výkon turbíny nebo její hltnost (zejména u teplotních aplikací), popřípadě otáčky turbíny apod. Při zadávání a návrhu parních turbín je však třeba dbát toho, aby zadání nebylo přeuročeno. Dalším podkladem, ať již přímo nebo nepřímo zadaným, může být například počet odběrů turbíny, přičemž stav páry v jednotlivých odběrových bodech je možno zjistit na základě výpočtu tepelného schématu. [3]

Další základní vlastnosti již nemusí plynout přímo ze zadaných parametrů, ale také z historické tradice technologie v dané lokalitě nebo daného výrobce parních turbín. Tímto je ovlivněn například typ lopatkování (přetlakové nebo rovnotlakové) a tedy i typ rotoru parní turbíny a další vlastnosti typické pro daného výrobce.

³Stav páry za turbínou může být zadán nepřímo například teplotou chladicí vody v kondenzátoru. Tak tomu je i v této práci.

Typ lopatkování přímo ovlivňuje průběh expanze páry v turbíně, jak bude následně ukázáno. Návrh lopatkové části parní turbíny většinou začíná volbou regulačního stupně. Regulační stupeň se aplikuje vždy, pokud je regulace turbíny v dýzovém provedení. Tento stupeň se skládá ze satorové části, vybavené rozváděcími dýzami, a rotorové řady lopatek. Typ lopatkování je ovlivněn možnostmi regulace hmotnostního toku páry proměnnou velikostí průtočného průřezu (parciálního ostříku), proto se používá rovnotlaké lopatkování, a to zejména ve formě klasického rovnotlakého stupně (akční kolo, nebo také značené jako A-kolo) nebo ve formě dvouvěncového Curtisova stupně. Curtisův stupeň je oproti A-kolu schopen zpracovat až čtyřnásobně větší entalpický spád, ale dosahuje nižší účinnosti. Proto bude v rámci této práce regulační stupeň v provedení A-kolo. [3,9]

Teoretický průběh expanze v regulačním stupni ve formě A-kolo je zobrazen na obrázku 1.7. Stav 0 (popřípadě i veličiny s indexem 0) označují stav před satorovými lopatkami nebo tryskami, stav 1 se nachází mezi satorovými a rotorovými lopatkami a stav 2 se nachází za rotorovými lopatkami. Stejná forma značení je použita v celé práci, tedy i pro přetlakové stupně ve stupňovité části turbíny. Rozbor a výpočet jednotlivých veličin v obrázku bude proveden v rámci kapitoly 2. [8]

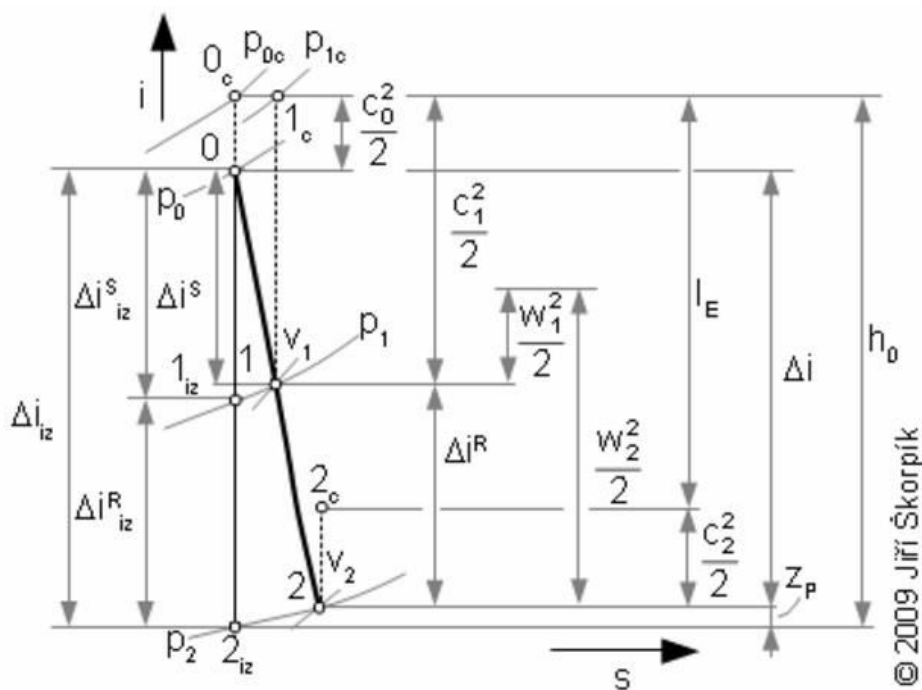


Obr. 1.7: Průběh expanze v i-s diagramu rovnotlakého stupně [8]

Z obrázku je zřejmé, že v rovnotlakém typu lopatkování je zpracována většina entalpického spádu na satorových lopatkách (respektive dýzách), tento spád je označen Δi_{iz}^s (toto označení odpovídá izoentropickému entalpickému spádu, u kterého nejsou uvažovány ztráty, a tedy i nárůst entropie během expanze, reálný entalpický spád na sator je značen Δi^s). Podíl entalpického spádu na rotor (značeného Δi^R) a entalpického spádu na sator se nazývá stupeň reakce stupně. Jedná se o ukazatel charakteristický pro daný stupeň. V případě, který je na obrázku, je stupeň reakce velmi malý, což tedy znamená, že většina entalpického spádu je zpracována na satoru, přičemž dochází k většímu nárůstu absolutní výstupní rychlosti

ze satoru (značené c_1) a měrného objemu za statorem. Tato vysoká rychlost je pak snížena interakcí s rotorovými lopatkami, čímž dochází k roztáčení rotoru. [8]

V předchozím odstavci bylo popsáno, jak probíhá expanze v rovnotlakém stupni turbíny (v této práci použitého pro regulační stupeň), na obrázku 1.8 je pak znázorněn i-s diagram pro přetlakový stupeň turbíny. Tento typ stupně je totiž použitý pro celou stupňovitou část turbíny.



Obr. 1.8: Průběh expanze v i-s diagramu přetlakového stupně [8]

Z obrázku 1.8 je patrné, že průběh expanze v přetlakovém typu stupně má jiný charakter než v rovnotlakém stupni. Je možno především pozorovat, že entalpický spád na sator a na rotor jsou přibližně stejné (stupeň reakce je tedy kolem 0,5), expanze proto probíhá ve stejné míře na satoru i na rotoru. [8]

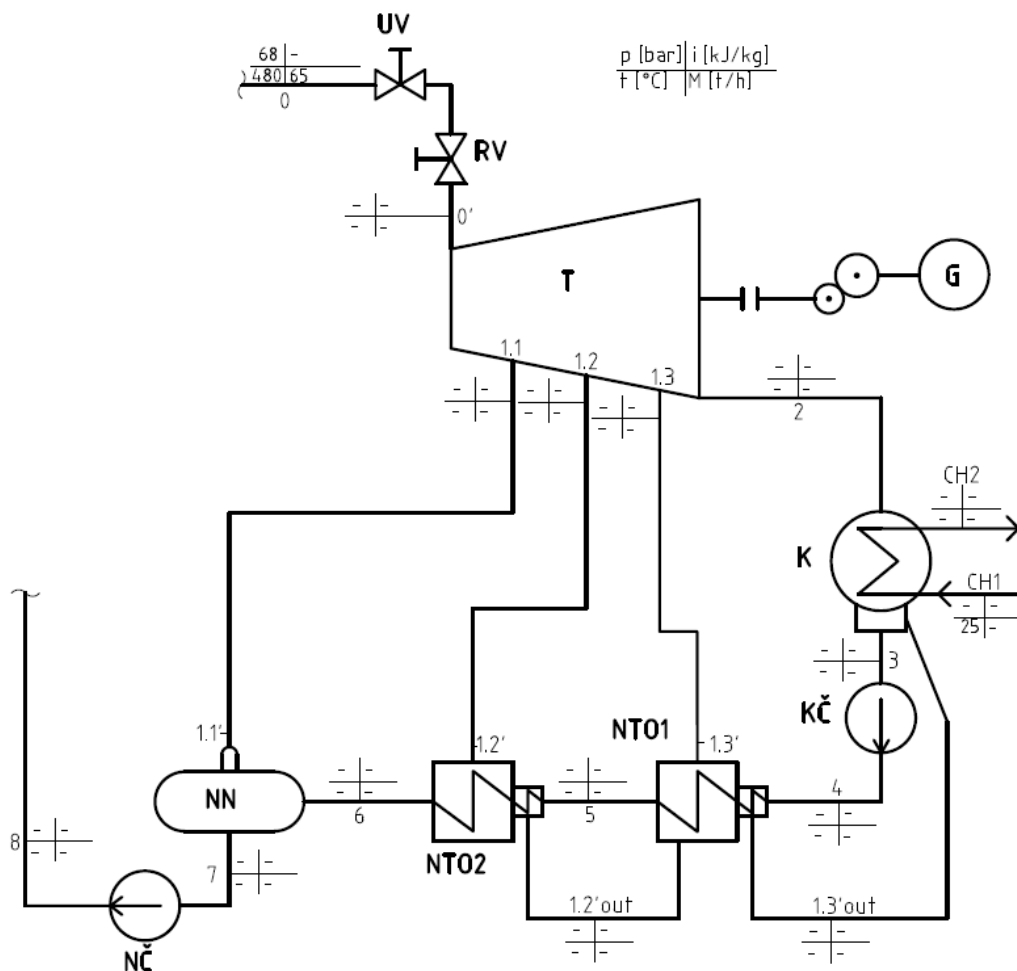
V rámci shrnutí této podkapitoly je třeba vyzdvihnout základní údaje o koncepci turbíny, které budou využity při jejím návrhu dále v této práci. Již ze zadání je známo, že turbína je kondenzačního typu, za turbínou tedy bude pomocí kondenzátoru vytvořen podtlak (turbína expanduje do vakua), budeme tedy znát tlak za turbínou, ze kterého budou v rámci výpočtové části zjištěny i další parametry páry na výstupu. Dále bylo zmíněno, že navrhovaná turbína bude mít regulační stupeň v provedení A-kolo. Jednotlivé stupně turbíny ve stupňovité části budou v přetlakovém provedení. V předchozí kapitole bylo také zmíněno, že součástí tepelného schématu budou dva NTO a napájecí nádrž, z toho vyplývá, že turbína bude mít celkem tři neregulované odběry.

Při návrhu jednotlivých částí parní turbíny bude vždy nejprve proveden předběžný výpočet, který bude následně upřesněn podrobným výpočtem. V rámci této práce budou také vypočítány axiální síly působící na rotor a bud navržen vyrovnávací píst pro vyrovnání těchto

axiálních sil. Naopak nebude proveden pevnostní výpočet lopatkování a nebude řešen návrh systému ucpávek a odvodnění.

2 TEPELNÉ SCHÉMA OBĚHU

V předchozí kapitole byly stručně rozebrány nejdůležitější součásti tepelného. Výsledkem těchto úvah je navrhnuté tepelné schéma na obrázku 2.1. V této části bude proveden výpočet stavů pracovní látky, tedy vody a vodní páry v jednotlivých bodech.



Obr. 2.1: Tepelné schéma oběhu

2.1 ZADANÉ HODNOTY

Výpočet kondenzační parní turbíny bude vycházet z následujících zadaných hodnot:

Hmotnostní průtok páry do turbíny	$M_0 = 65 \text{ t/h}$
Tlak admisní páry	$p_0 = 68 \text{ bar (a)}$
Teplota admisní páry	$t_0 = 480 \text{ °C}$
Teplota odplynění	$t_{odpl} = 140 \text{ °C}$
Teplota chladicí vody	$t_{chl} = 25 \text{ °C}$

2.2 PRINCIP VÝPOČTU

Celý výpočet bude proveden v prostředí Microsoft Excel s doplňkem X SteamTables [12], pomocí kterého budou zjišťovány parametry vody a vodní páry na základě již známých parametrů. Tento doplněk odpovídá standardům Mezinárodní asociace pro vlastnosti vody a vodní páry, konkrétně IAPWS IF-97.

Celý výpočet bude mít iterační charakter, na začátku tedy bude zvolena počáteční hodnota a postupnou iterací bude dosaženo konečných výsledků uvedených v této práci. Některé parametry, které budou během výpočtu voleny, jsou již výsledkem iteračního procesu. Z toho důvodu mají například hodnotu uvedenou na více desetinných míst, než by měly při prvotní volbě daného parametru.

Po provedení výpočtu v prostředí Microsoft Excel budou výsledky do této práce přepsány včetně postupu a vztahů, pomocí kterých bylo těchto výsledků dosaženo.

2.3 VÝPOČET PARAMETRŮ MÉDIA V JEDNOTLIVÝCH BODECH

V této části práce bude na základě zadaných údajů proveden výpočet a stanovení stavů pracovního média v různých částech tepelného schématu. Pro dosažení tohoto bude nutné stanovit a odhadnout některé parametry a vlastnosti dílčích prvků.

2.3.1 VSTUP PÁRY DO TURBÍNY

Ze zadání již známe teplotu a tlak admisní páry. Na základě těchto údajů jsou zjištěny entalpie a entropie:

Entalpie admisní páry:

$$i_0 = fce(p_0; t_0) = 3365,0 \text{ kJ/kg} \quad (2.1)$$

Entropie admisní páry:

$$s_0 = fce(p_0; t_0) = 6,7518 \text{ kJ/kgK} \quad (2.2)$$

Před samotným vstupem do prvního stupně turbíny dojde k tlakové ztrátě páry v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcím ventilu a regulačních ventilech. Tento pokles páry je způsoben škrcením páry v daných armaturách. Škrcení je izoentalpický děj, entalpie za těmito armaturami je tedy stejná jako před nimi:

Entalpie páry za armaturami:

$$i_{0'} = i_0 = 3365,0 \text{ kJ/kg} \quad (2.3)$$

Dále je třeba zvolit ztrátový součinitel v těchto armaturách. Dle [1, str. 23] se tento součinitel pohybuje v rozmezí 0,03 až 0,05. Následně je možno vypočítat tlakovou ztrátu, tlak, teplotu a entropii před prvním stupněm turbíny:

Zvolený ztrátový součinitel:

$$\xi_{z1} = 0,04 [-] \quad (2.4)$$

Tlaková ztráta v armaturách:

$$\Delta p_{z1} = \xi_{z1} \cdot p_0 = 0,04 \cdot 68 = 2,72 \text{ bar} \quad (2.5)$$

Tlak za armaturami:

$$p_{0'} = p_0 - \Delta p_{z1} = 68 - 2,72 = 65,3 \text{ bar} \quad (2.6)$$

Teplota za armaturami:

$$t_{0'} = f(p_1; i_1) = 478,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.7)$$

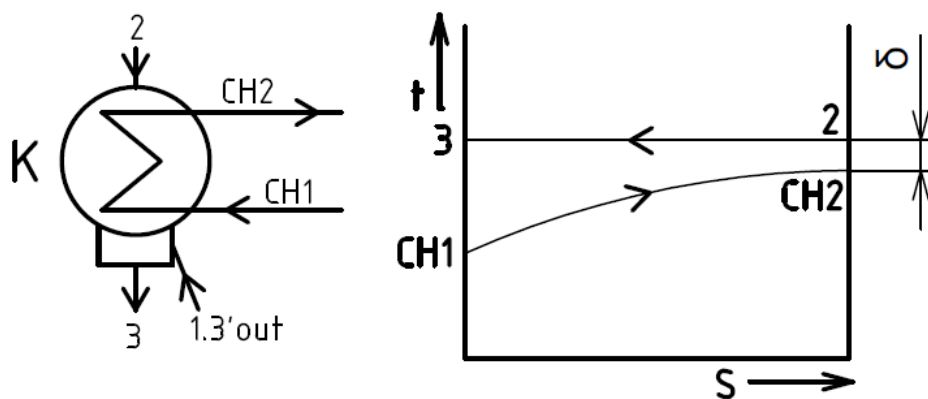
Entropie za armaturami:

$$s_{0'} = f(p_1; i_1) = 6,7695 \text{ kJ/kgK} \quad (2.8)$$

Tyto zjištěné hodnoty (v bodě 1) budou stěžejní pro další výpočet a stanovení expanzní křivky. Jedná se totiž o bod, kde expanze začíná.

2.3.2 KONDENZÁTOR

V kondenzátoru dochází ke kondenzaci páry vystupující z turbíny. Tento děj je izobaricko-izotermický (viz obrázek 2.2). Jedinou zadanou hodnotou týkající se kondenzátoru je vstupní teplota chladicí vody ($t_{ch1} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$), která je tedy výchozí hodnotou pro další výpočet.



Obr. 2.2: Výřez kondenzátoru z TS a průběh teplot

Je třeba také zvolit nedohřev kondenzátoru. Nedohřev záleží na kvalitě provedení kondenzátoru (především jeho velikosti, respektive velikosti teplosměnné plochy, přičemž platí čím větší teplosměnná plocha, tím menší nedohřev) a také na kvalitě chladicí vody. S přihlédnutím k tomu, že se jedná o turbínu menšího výkonu a není tedy třeba z ekonomického hlediska volit velký a drahý kondenzátor, zvolíme vyšší hodnotu nedohřevu, konkrétně $5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Zvolíme také maximální ohřev chladicí vody:

Nedohřev kondenzátoru:

$$\delta_{kond} = 5^{\circ}\text{C} \quad (2.9)$$

Max. ohřev chladicí vody:

$$\Delta t_{ch} = 10^{\circ}\text{C} \quad (2.10)$$

Výstupní teplota chladicí vody:

$$t_{ch2} = t_{ch1} + \Delta t_{ch} = 25 + 10 = 35^{\circ}\text{C} \quad (2.11)$$

Z obrázku 2.1 je patrné, že součtem výstupní teploty chladicí vody s nedohřevem kondenzátoru dostaneme teplotu, při které v kondenzátoru kondenzuje pára z turbíny. Pak je možné určit i tlak páry na vstupu do kondenzátoru a parametry vzniklého kondenzátu.

Teplota kondenzace:

$$t_{kond} = t_{ch2} + \delta_{kond} = 35 + 5 = 40^{\circ}\text{C}^4 \quad (2.12)$$

Tlak kondenzace:

$$p_{kond} = f(t_{kond}; x = 0) = 0,07 \text{ bar} \quad (2.13)$$

Entalpie kondenzátu:

$$i_3 = f(t_{kond}; x = 0) = 167,5 \text{ kJ/kg} \quad (2.14)$$

Entropie kondenzátu:

$$s_3 = f(t_{kond}; x = 0) = 0,5724 \text{ kJ/kgK} \quad (2.15)$$

Měrný objem kondenzátu:

$$v_3 = f(t_{kond}; x = 0) = 0,0010 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.16)$$

2.3.3 KONDENZÁTNÍ ČERPADLO

Úkolem kondenzátního čerpadla (KČ) je zvýšit tlak kondenzátu za kondenzátorem tak, aby bylo dosaženo proudění kondenzátu do odplynění a napájecí nádrže. Nejprve je třeba stanovit jednotlivé tlakové ztráty na této trase. Jejich určení a další výpočet v této podkapitole bude učiněn dle [1, str. 33 a 34].

Tlaková ztráta všech ohříváků (v tomto případě dvou) v nízkotlaké regeneraci. Pro jeden ohřívák má hodnotu v rozmezí 0,5 až 1 bar, volíme 0,5 bar. Celková tlaková ztráta tedy je:

$$\Delta p_{NTO} = \Delta p_{NTO1} + \Delta p_{NTO2} = 0,5 + 0,5 = 1 \text{ bar} \quad (2.17)$$

Tlaková ztráta zařízení na úpravu kondenzátu (rozmezí 3 až 5 bar):

$$\Delta p_{\check{c}k} = 3 \text{ bar} \quad (2.18)$$

⁴Vzhledem k izobaricko-izotermickému charakteru kondenzace vodní páry odpovídají tlak a teplota kondenzace tlakům a teplotám páry před a těsně po kondenzaci. S přihlédnutím k výše uvedenému tepelnému schématu tedy platí $t_{kond} = t_2 = t_3$ a $p_{kond} = p_2 = p_3$.

Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace (rozmezí 1 až 2 bar):

$$\Delta p_{kp} = 1 \text{ bar} \quad (2.19)$$

Tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru:

$$\Delta p_{rh} = 5 \text{ bar} \quad (2.20)$$

Rozdíl tlaku daný převýšením odplynovače vůči KČ (zvolený rozdíl výšek 15 m):

$$\Delta p_{geod} = \frac{1}{v_3} \cdot g \cdot \Delta h \cdot 10^{-6} = \frac{1}{0,0010} \cdot 9,81 \cdot 5 \cdot 10^{-6} = 0,049 \text{ MPa} = 0,4 \text{ bar} \quad (2.21)$$

Pro výpočet přírůstku tlaku v KČ je třeba znát také tlak v napájecí nádrži, ten lze zjistit pomocí zadané teploty odplynění ($t_{odpl} = 140 \text{ °C}$):

$$p_{NN} = f(t_{odpl}; x = 0) = 3,6 \text{ bar} \quad (2.22)$$

Po sečtení všech výše uvedených tlakových ztrát a tlaku v NN dostaneme přírůstek tlaku v KČ:

$$\begin{aligned} \Delta p_{KČ} &= p_{NN} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{čk} + \Delta p_{kp} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geod} \\ \Delta p_{KČ} &= 3,6 + 1 + 3 + 1 + 5 + 0,4 = 14 \text{ bar} \end{aligned} \quad (2.23)$$

Celkový tlak za KČ pak je:

$$p_4 = p_{kond} + \Delta p_{KČ} = 0,07 + 14 = 14,1 \text{ bar} \quad (2.24)$$

Volba účinnosti KČ (pro průtoky menší než 500 m³/h se pohybuje v rozmezí 0,76 až 0,80):

$$\eta_{KČ} = 0,78 [-] \quad (2.25)$$

Vyjádření měrného objemu:

$$v_4 = f(p_4; x = 0) = 0,0011 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.26)$$

Na základě těchto vlastností již můžeme dle vzorce 2-22 v [1, str. 34] vypočítat přírůstek entalpie v KČ. Změnu tlaku je třeba dosadit v MPa:

$$\Delta i_{KČ} = \frac{\Delta p_{KČ} \cdot v_3}{\eta_{KČ}} \cdot 10^3 = \frac{1,40 \cdot 0,0010}{0,78} \cdot 10^3 = 1,8 \text{ kJ/kg} \quad (2.27)$$

Entalpie za čerpadlem tedy je:

$$i_4 = i_3 + \Delta i_{KČ} = 167,5 + 1,8 = 169,4 \text{ kJ/kg} \quad (2.28)$$

Následně je možné zjistit i teplotu a entropii za KČ v bodě 4:

$$t_4 = f(p_4; i_4) = 40,2 \text{ °C} \quad (2.29)$$

$$s_4 = f(p_4; i_4) = 0,5739 \text{ kJ/kgK} \quad (2.30)$$

Tímto výpočtem byly zjištěny potřebné parametry, které budou zaneseny do výsledného tepelného schématu a budou také použity dále při výpočtu hmotnostní bilance oběhu.

2.3.4 NAPÁJECÍ ČERPADLO

Výpočet parametrů napájecí vody za napájecím čerpadlem (NČ) probíhá podobným způsobem jako výpočet u kondenzátního čerpadla. V rámci této diplomové práce však nejsou zjištěné parametry napájecí vody za NČ stěžejní pro další postup výpočtu tepelného schématu. A to z toho důvodu, že hranice dodávky končí právě za NČ. Zjistit parametry napájecí vody za napájecím čerpadlem je však důležité pro výběr vhodného čerpadla. Následující výpočet bude opět proveden dle [1, str. 33 a 34].

Tlakové ztráty v parním potrubí mezi kotlem a turbínou se pohybují v rozmezí 0,04 až 0,09 p_p , kde p_p je tlak páry před turbínou, v řešeném případě p_0 . Ztrátový koeficient volíme na 0,06:

$$\Delta p_{pp} = 0,06 \cdot p_0 = 0,06 \cdot 68 = 4,1 \text{ bar} \quad (2.31)$$

Tlakové ztráty na vodní straně kotle se pohybují obvykle mezi 0,15 až 0,20 p_p . Koeficient volíme na 0,15:

$$\Delta p_k = 0,15 \cdot p_0 = 0,15 \cdot 68 = 10,2 \text{ bar} \quad (2.32)$$

Tlakové ztráty v potrubí napájecí vody se pohybují mezi 2 až 3 bar. Volíme:

$$\Delta p_{np} = 2,5 \text{ bar} \quad (2.33)$$

Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody:

$$\Delta p_{rn} = 10 \text{ bar} \quad (2.34)$$

Dle [1] je další tlakovou ztrátou ztráta ve vysokotlakových ohřívácích. V počítaném oběhu však žádný není, proto je tato ztráta nulová. Poslední je tlaková ztráta daná rozdílem polohy NČ a výstupního hrdla kotle. Volíme obdobně jako při výpočtu KČ:

$$\Delta p_{geod2} = 0,4 \text{ bar} \quad (2.35)$$

Po určení jednotlivých tlakových ztrát je možné přejít k výpočtu tlaku za NČ (bod 11):

$$p_{NČ} = p_8 = p_p + \Delta p_{pp} + \Delta p_k + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{geod2} \quad (2.36)$$

$$p_8 = 68 + 4,1 + 10,2 + 2,5 + 10 + 0,4 = 95,2 \text{ bar} \quad (2.37)$$

Změna tlaku v NČ pak je (p_{NN} již bylo vypočteno v rovnici 2.22):

$$\Delta p_{NČ} = p_8 - p_{NN} = 95,2 - 3,6 = 91,6 \text{ bar} \quad (2.38)$$

Měrný objem před NČ:

$$v_8 = f(p_{NN}; x = 0) = 0,0011 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.39)$$

Zvolená účinnost NČ:

$$\eta_{NČ} = 0,78 [-] \quad (2.40)$$

Přírůstek entalpie v NČ:

$$\Delta i_{NČ} = \frac{\Delta p_{NČ} \cdot v_7}{\eta_{NČ}} \cdot 10^3 = \frac{9,16 \cdot 0,0011}{0,78} \cdot 10^3 = 12,7 \text{ kJ/kg} \quad (2.41)$$

Pro zjištění entalpie za NČ musíme nejprve zjistit entalpii před ním. Ta je stejná, jako v napájecí nádrži, kde ji můžeme určit na základě teploty odplynění:

$$i_{NN} = i_7 = f(t_{odpl}; x = 0) = 589,2 \text{ kJ/kg} \quad (2.42)$$

Entalpie za NČ:

$$i_8 = i_7 + \Delta i_{N\check{C}} = 589,2 + 12,7 = 601,9 \text{ kJ/kg} \quad (2.43)$$

Za NČ je již znám tlak a entalpie a je tedy možno zjistit teplotu, entropii a měrný objem:

$$t_8 = f(p_8; i_8) = 141,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.44)$$

$$s_8 = f(p_8; i_8) = 1,7462 \text{ kJ/kgK} \quad (2.45)$$

$$v_8 = f(p_8; i_8) = 0,0014 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.46)$$

Výše vypočítané hodnoty budou zaneseny do tepelného schématu a mohou případně posloužit pro stanovení potřebných parametrů napájecího čerpadla.

2.3.5 ODBĚR PRO ODPLYŇOVAČ A NAPÁJECÍ NÁDRŽ

V předcházejících kapitolách byla věnována pozornost kondenzátoru, napájecímu a kondenzátnímu čerpadlu, přičemž byly stanoveny parametry pracovního media v okolí těchto částí tepelného schématu. V této a dvou následujících kapitolách pak budou vypočteny parametry pracovního media v jednotlivých odběrech turbíny, v okolí napájecí nádrže a nízkotlakých regeneračních ohříváků.

Nejprve vypočteme tlak páry v odběru pro odplyňovák dle následující rovnice:

$$p_{od.} = p_{1.1} = (p_{NN} + \Delta p_{zd}) \cdot k_{od} \quad (2.47)$$

Do této rovnice bude zapotřebí znát tlak v napájecí nádrži, který již byl vypočten v rovnici 2.22, dále pak je zapotřebí zvolit konstantu k_{od} , která se má pohybovat v rozmezí 1,2 až 1,3, dále pak tlakovou ztrátu potrubí mezi odběrem a odplyňovačem včetně tlakového poklesu v redukčním ventilu, [1] doporučuje zvolit 2 bary.

$$k_{od} = 1,2 [-] \quad (2.48)$$

$$\Delta p_{zd} = 2 \text{ bar} \quad (2.49)$$

Zvolené hodnoty je možno dosadit do rovnice 2.47, čímž dostaneme tlak v prvním turbínovém odběru:

$$p_{1.1} = (3,6 + 2) \cdot 1,2 = 6,74 \text{ bar} \quad (2.50)$$

Následně budou stanoveny další parametry páry v prvním odběru. Budeme vycházet z entalpie, která by v tomto bodě byla při izoentropické expanzi v části turbíny před prvním odběrem. Tato izoentalpie bude zjištěna na základě entropie před vstupem do lopatkové části turbíny (entropie s_0 , která byla stanovena v rovnici 2.8) a z tlaku v prvním odběru (rovnice 2.50):

$$i_{1.1 \text{ iz}} = f_{ce}(p_{1.1}; s_0) = 2783,0 \text{ kJ/kg} \quad (2.51)$$

Tato hodnota bude použita v následujícím výpočtu pro zjištění reálné entalpie v prvním odběru, při tomto bude vycházeno ze vztahu pro termodynamickou účinnost turbíny (v tomto

případě pro její první část):

$$\eta_{tdi1} = \frac{i_{0'} - i_{1.1}}{i_{0'} - i_{1.1\ iz}} \quad (2.52)$$

V této rovnici jsou doposud dvě neznámé, entalpie v bodě 1.1, kterou chceme spočítat, a termodynamickou účinnost, kterou zvolíme:

$$\eta_{tdi1} = 0,82 [-] \quad (2.53)$$

Po úpravě rovnice 2.52 již můžeme vypočítat požadovanou entalpii v prvním odběru:

$$i_{1.1} = i_{0'} - \eta_{tdi1} \cdot (i_{0'} - i_{1.1\ iz}) \quad (2.54)$$

$$i_{1.1} = 3365,0 - 0,82 \cdot (3365,0 - 2783,0) = 2860,8 \text{ kJ/kg}$$

Na základě této entalpie a již dříve zjištěného tlaku v prvním odběru je možné zjistit i ostatní parametry páry:

$$t_{1.1} = f(p_{1.1}; i_{1.1}) = 206,3 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.55)$$

$$s_{1.1} = f(p_{1.1}; i_{1.1}) = 6,9378 \text{ kJ/kgK} \quad (2.56)$$

Známe tedy parametry páry v prvním turbínovém odběru, pro úplnost stanovení parametrů v prvním odběru je třeba zrekapitulovat také parametry této odběrové parametry těsně před vstupem do odplynovače (bod 1.1'). Zde platí, že tlak je stejný jako tlak v napájecí nádrži a entalpie je stejná jako entalpie přímo v odběrovém místě turbíny, z těchto hodnot je možné zjistit i teplotu v tomto bodě:

$$p_{1.1'} = p_{NN} = 3,6 \text{ bar} \quad (2.57)$$

$$i_{1.1'} = i_{1.1} = 2860,8 \text{ kJ/kg} \quad (2.58)$$

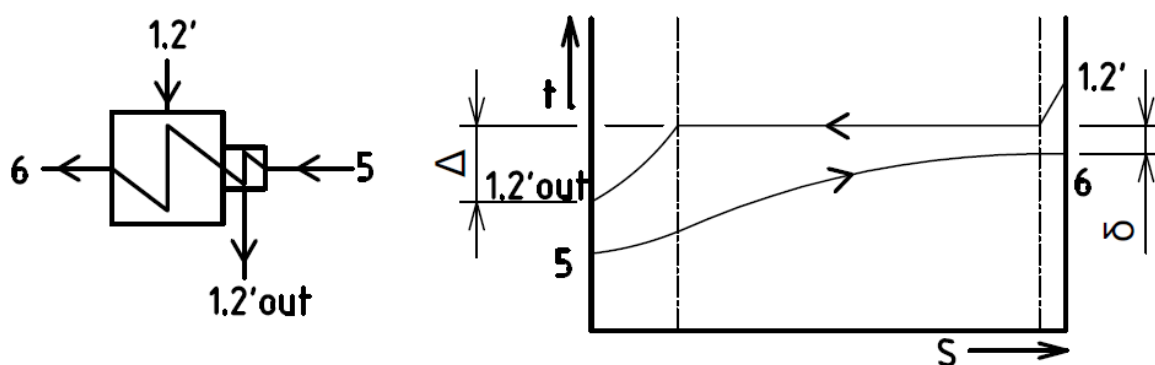
$$t_{1.1'} = f(p_{1.1'}; i_{1.1'}) = 199,0 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.59)$$

Tyto hodnoty budou využity při výpočtu hmotnostní bilance okruhu.

2.3.6 ODBĚR PRO NTO 2

V této podkapitole budou stanoveny parametry páry v druhém odběru parní turbíny a také parametry této páry před vstupem do NTO2. S výjimkou stanovení tlakové ztráty v potrubí bude tento výpočet probíhat obdobně jako v předchozí podkapitole.

Na levé části obrázku 2.3 je výřez tepelného schématu se zobrazením a označením jednotlivých vstupů a výstupů. Napravo pak je teplotní průběh kondenzující odběrové páry (horní křivka) a teplotní průběh ohřevu hlavního kondenzátu (spodní křivka). Je také zakótován nedohřev výměníku, který je specifický pro každý výměník, v rámci této práce bude volen.



Obr. 2.3: Výřez NTO2 z TS a průběh teplot

Nejprve zvolíme teplotu hlavního kondenzátu po ohřevu v NTO2 (bod 6). Tento krok je třeba řádně promyslet, protože je třeba rovnoměrně rozvrhnout ohřev kondenzátu mezi oba regenerační ohříváky a napájecí nádrž. Po úvaze byla zvolena teplota:

$$t_6 = 106 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.60)$$

Nedohřev ohříváku je volen dle doporučení [1, str. 35] pro nízkotlakou regeneraci u ohříváku bez chladiče páry v rozmezí 1,5 až 3 $^{\circ}\text{C}$:

$$\delta_{NTO2} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.61)$$

Na základě obrázku 2.3 je zřejmé, že součtem teploty t_6 a nedohřevu dostaneme teplotu, při které odběrová pára v NTO2 kondenzuje:

$$t_{1.2'k} = t_6 + \delta_{NTO2} = 106 + 2 = 108 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.62)$$

Tlak v tomto bodě je funkcí teploty a sytého stavu páry:

$$p_{1.2'} = f(t_{1.2'k}; x_{1.2'k} = 1) = 1,34 \text{ bar} \quad (2.63)$$

Nyní je znám stav odběrové páry na vstupu do NTO2, následně budou určeny její parametry přímo v odběrovém místě. Rozdíl mezi těmito body tvoří tlaková ztráta v potrubí. Nejprve se stanoví relativní tlaková ztráta, kde j značí pořadové číslo ohříváku počítané od kondenzátoru, v tomto případě tedy $j = 2$:

$$\delta p_j = \frac{11 - j}{100} \Rightarrow \delta p_2 = \frac{11 - 2}{100} = 0,09 [-] \quad (2.64)$$

Tlak páry v odběru pak je:

$$p_{1.2} = p_{1.2'} \cdot (1 + \delta p_2) = 1,34 \cdot (1 + 0,09) = 1,46 \text{ bar} \quad (2.65)$$

Určení dalších parametrů v odběrovém bodě probíhá obdobně jako u odběru pro odplyňovač. Izoentropická expanze:

$$i_{1.2 \text{ iz}} = f(p_{1.2}; s_{1.1}) = 2579,1 \text{ kJ/kg} \quad (2.66)$$

Základní vztah pro termodynamickou účinnost a zvolená hodnota účinnosti:

$$\eta_{tdiz} = \frac{i_{1.1} - i_{1.2}}{i_{1.1} - i_{1.2 \text{ iz}}} \quad (2.67)$$

$$\eta_{tdiz} = 0,84 [-] \quad (2.68)$$

Entalpie ve druhém odběrovém místě:

$$i_{1.2} = i_{1.1} - \eta_{tdiz} \cdot (i_{1.1} - i_{1.2 \text{ iz}}) \quad (2.69)$$

$$i_{1.2} = 2860,8 - 0,84 \cdot (2860,8 - 2579,1) = 2614,9 \text{ kJ/kg}$$

Určení ostatních parametrů v tomto místě:

$$t_{1.2} = f(p_{1.2}; i_{1.2}) = 110,6 \text{ °C} \quad (2.70)$$

$$s_{1.2} = f(p_{1.2}; i_{1.2}) = 7,0312 \text{ kJ/kgK} \quad (2.71)$$

Nyní jsou již známy parametry páry v druhém odběru a dále je třeba určit parametry pracovní látky na jednotlivých vstupech a výstupech z NTO2. Jak již bylo naznačeno v úvodní teoretické kapitole, součástí NTO2 bude také podchlazení kondenzátu odběrové páry. Toto podchlazení musí být natolik velké, aby rozdíl teplot vstupujícího hlavního kondenzátu a vystupujícího kondenzátu odběrové páry (rozdíl teplot mezi body 1.2'out a 5) byl roven 10 °C.

Jak bude zřejmé v následující podkapitole, tak teplota v bodě 5 byla zvolena na 73 °C (musela být zvolena předem, aby byl dodržen požadavek na rovnoměrný ohřev hlavního kondenzátu ve všech ohřívácích). Na základě těchto informací je již možné vypočítat podchlazení kondenzátu odběrové páry.

Podchlazení kondenzátu odběrové páry pod teplotu kondenzace:

$$\Delta t_{NTO2} = (t_{1.2'k} - t_5) - 10 = (108 - 73) - 10 = 25 \text{ °C} \quad (2.72)$$

Z čehož vyplývá teplota kondenzátu odběrové páry na výstupu z NTO2 po podchlazení:

$$t_{1.2'out} = t_{1.2'k} - \Delta t_{NTO2} = 108 - 25 = 83 \text{ °C} \quad (2.73)$$

Pomocí této hodnoty a tlaku $p_{1.2'}$ lze zjistit entalpii v bodě 1.2'out:

$$i_{1.2'out} = f(p_{1.2'}; t_{1.2'out}) = 347,6 \text{ kJ/kg} \quad (2.74)$$

Pro úplnou znalost stavů pracovní látky na všech vstupech a výstupech do NTO2 je ještě třeba zjistit entalpii hlavního kondenzátu před a za NTO2. Tyto hodnoty budou využity později při výpočtu hmotnostní bilance. Nejprve je třeba stanovit tlaky hlavního kondenzátu v bodech 5 a 6. Tyto tlaky budou stanoveny pomocí známého tlaku na kondenzátním čerpadlem a tlakových ztrát, které byly zvoleny v kapitole 2.3.3, v jednotlivých nízkotlakých ohřívácích.

$$p_5 = p_4 - \Delta p_{NTO1} = 14,0 - 0,5 = 13,5 \text{ bar} \quad (2.75)$$

$$p_6 = p_5 - \Delta p_{NTO2} = 13,5 - 0,5 = 13,0 \text{ bar} \quad (2.76)$$

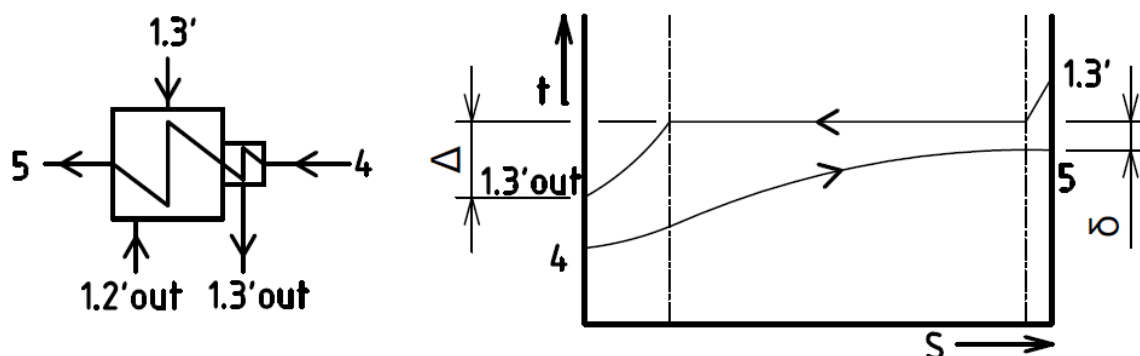
Entalpie v bodě 6 pak je:

$$i_6 = f(p_6; t_6) = 445,3 \text{ kJ/kg} \quad (2.77)$$

Kromě entalpie v bodě 5, která bude dopočítána v následující kapitole, jsou již známy všechny parametry kolem NTO2 pro další výpočet a pro tepelné schéma.

2.3.7 ODBĚR PRO NTO1

Výpočet parametrů pracovní látky ve třetím odběru a v okolí NTO1 bude proveden dle stejného postupu jako v předcházející kapitole pro NTO2. Na obrázku 2.4 je upřesnění podoby ohříváku, označení jednotlivých vstupů a výstupů a také teplotní průběh kondenzující odběrové páry (horní křivka) a ohřívaného hlavního kondenzátu (spodní křivka).



Obr. 2.4: Výřez NTO1 z TS a průběh teplot

V předchozí kapitole již byla naznačena volba teploty v bodě 5:

$$t_5 = 73 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.78)$$

Nedohřev NTO1 zvolen:

$$\delta_{NTO1} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.79)$$

Kondenzační teplota odběrové páry:

$$t_{1.3'k} = t_5 + \delta_{NTO1} = 73 + 2 = 75 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.80)$$

Kondenzační tlak pro tuto teplotu:

$$p_{1.3'} = f(t_{1.3'k}; x_{1.3'k} = 1) = 0,39 \text{ bar} \quad (2.81)$$

Relativní tlaková ztráta mezi odběrovým místem a vstupem do NTO1. Jedná se o první ohřívač po kondenzátoru, platí tedy, že $j = I$:

$$\delta p_j = \frac{11 - j}{100} \Rightarrow \delta p_1 = \frac{11 - 1}{100} = 0,1 [-] \quad (2.82)$$

Tlak ve třetím odběru:

$$p_{1.3} = p_{1.3'} \cdot (1 + \delta p_1) = 0,39 \cdot (1 + 0,1) = 0,42 \text{ bar} \quad (2.83)$$

Izoentalpie v místě třetího odběru:

$$i_{1.3 \text{ iz}} = f(p_{1.3}; s_{1.2}) = 2422,1 \text{ kJ/kg} \quad (2.84)$$

Vztah pro termodynamickou účinnost části turbíny mezi druhým a třetím odběrem:

$$\eta_{tdi3} = \frac{i_{1.2} - i_{1.3}}{i_{1.2} - i_{1.3 \text{ iz}}} \quad (2.85)$$

Zvolená termodynamická účinnost pro tuto část turbíny:

$$\eta_{tdi3} = 0,84 [-] \quad (2.86)$$

Entalpie ve třetím odběrovém místě:

$$i_{1.3} = i_{1.2} - \eta_{tdi3} \cdot (i_{1.2} - i_{1.3 \text{ iz}}) \quad (2.87)$$

$$i_{1.3} = 2614,9 - 0,84 \cdot (2614,9 - 2422,1) = 2452,6 \text{ kJ/kg}$$

Teplota a entropie ve třetím odběrovém místě:

$$t_{1.3} = f(p_{1.3}; i_{1.3}) = 77,3 \text{ °C} \quad (2.88)$$

$$s_{1.3} = f(p_{1.3}; i_{1.3}) = 7,1184 \text{ kJ/kgK} \quad (2.89)$$

Následně budou obdobně jako v předchozí kapitole stanoveny parametry pracovní látky jednotlivých vstupech a výstupech NTO1. Podchlazení kondenzátu odběrové páry (3. odběr) pod teplotu kondenzace:

$$\Delta t_{NTO1} = (t_{1.3'k} - t_4) - 10 = (75 - 40) - 10 = 25 \text{ °C} \quad (2.90)$$

Teplota kondenzátu odběrové páry na výstupu z NTO1 po podchlazení:

$$t_{1.3'out} = t_{1.3'k} - \Delta t_{NTO1} = 75 - 25 = 50 \text{ °C} \quad (2.91)$$

Entalpie v bodě $1.3'_{out}$:

$$i_{1.3'out} = f(p_{1.3'}; t_{1.3'out}) = 209,4 \text{ kJ/kg} \quad (2.92)$$

Entalpie v bodě 5:

$$i_5 = f(p_5; t_5) = 306,7 \text{ kJ/kg} \quad (2.93)$$

Nyní jsou známy všechny parametry pracovní látky ve třetím odběru potřebné pro další výpočet a pro zanesení do výsledného tepelného schématu.

2.3.8 STAV PÁRY NA VÝSTUPU Z TURBÍNY

Pro úplnost tepelného schématu je třeba také zjistit parametry páry na výstupu z parní turbíny (bod 2). Tlak v tomto bodě je stejný jako tlak v kondenzátoru vyjádřený v kapitole 2.3.2:

$$p_2 = p_{kond} = 0,07 \text{ bar} \quad (2.94)$$

Rovněž teplota byla již vyjádřena dříve:

$$t_2 = t_{kond} = 40 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.95)$$

Následný postup bude obdobný jako v přechozích kapitolách. Izoentalpie za posledním stupněm je funkcí tlaku v tomto bodě a entropie ve třetím odběru:

$$i_{2\text{ iz}} = f(p_2; s_{1.3}) = 2217,4 \text{ kJ/kg} \quad (2.96)$$

Vztah pro termodynamickou účinnost části turbíny mezi třetím odběrem a bodu 2 za posledním stupněm:

$$\eta_{tdi4} = \frac{i_{1.3} - i_2}{i_{1.3} - i_{2\text{ iz}}} \quad (2.97)$$

Zvolená termodynamická účinnost pro poslední část turbíny:

$$\eta_{tdi4} = 0,82 [-] \quad (2.98)$$

Entalpie za posledním stupněm:

$$\begin{aligned} i_2 &= i_{1.3} - \eta_{tdi4} \cdot (i_{1.3} - i_{2\text{ iz}}) \\ i_2 &= 2452,6 - 0,82 \cdot (2452,6 - 2217,4) = 2261,5 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (2.99)$$

Entropie za posledním stupněm:

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 7,2591 \text{ kJ/kgK} \quad (2.100)$$

Vlhkost páry za posledním stupněm je funkcí tlaku a entalpie v tomto bodě⁵:

$$x_2 = f(p_2; i_2) = 0,87 [-] \quad (2.101)$$

Nyní již známe parametry pracovního media ve všech bodech tepelného schématu a je možné přikročit k výpočtu hmotnostní bilance oběhu.

⁵ Z výsledku rovnice 2.101 je evidentní, že expanze v parní turbíně končí poměrně hluboko v oblasti mokré páry. Tato hodnota je stále přijatelná, avšak je nutné očekávat sníženou účinnost z důsledku vyšší vlhkosti páry a je třeba počítat s vyšším opotřebením lopatek. Tato ztráta se projeví nejvíce na posledním stupni.

2.4 HMOTNOSTNÍ BILANCE CYKLU

V této kapitole bude stanovena hmotnostní bilance počítaného tepelného oběhu, přičemž se bude vycházet z parametrů páry v jednotlivých bodech. Zejména je nutné určit množství páry v jednotlivých odběrech turbíny, což ovlivní také velikost lopatek v dalších částech turbíny.

Výpočet bude probíhat vždy v každém uzlu tepelného schématu, kde dochází k předávání tepla mezi jednotlivými větvemi cyklu. Bude využito dvou základních rovnic pro výpočet hmotnostní bilance, a to zákonu zachování hmoty (rovnice 2.102) a zákonu zachování energie (rovnice 2.103), přičemž platí, že vstupující množství do uzlu bude mít kladné znaménko a vystupující množství bude mít záporné znaménko.

$$\sum_{i=1}^n M_i = 0 \quad (2.102)$$

$$\sum_{i=1}^n M_i \cdot i_i = 0 \quad (2.103)$$

2.4.1 PRVNÍ ODBĚR

Uzlem, kde dojde k výpočtu množství páry v prvním odběru, bude napájecí nádrž. V podstatě se jedná o směšovací tepelný výměník se dvěma vstupy (bod 1.1' a bod 6) a jedním výstupem (bod 7). Výpočtové rovnice tedy mají tvar:

$$M_{1.1} + M_6 = M_7 \quad (2.104)$$

$$M_{1.1} \cdot i_{1.1}' + M_6 \cdot i_6 = M_7 \cdot i_7 \quad (2.105)$$

Jedná se o soustavu dvou rovnic o dvou neznámých, a to $M_{1.1}$ a M_6 . Je třeba si totiž uvědomit, že hmotnostní tok M_7 na odvodu z napájecí nádrže odpovídá hmotnostnímu toku páry na vstupu do turbíny, přičemž tento údaj známe ze zadání. Dochází tedy k zanedbání případných ztrát pracovní látky mezi napájecí nádrží a vstupem do turbíny. Platí tedy:

$$M_7 = M_0 = 18,056 \text{ kg/s} = 65 \text{ t/h} \quad (2.106)$$

Z rovnice 2.104 vyjádříme M_6 a dosadíme do rovnice 2.105. Následně z této nové rovnice vyjádříme $M_{1.1}$, což je jediná neznámá v této rovnici. Můžeme tedy provést výpočet hmotnostního toku páry v prvním odběru:

$$M_{1.1} = \frac{M_7 \cdot (i_6 - i_7)}{(i_6 - i_{1.1}')} = \frac{18,056 \cdot (445,3 - 589,2)}{(445,3 - 2860,8)} = 1,076 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 3,9 \frac{\text{t}}{\text{h}} \quad (2.107)$$

Na základě rovnice 2.103 pak dopočítáme M_6 :

$$M_6 = M_7 - M_{1.1} = 18,056 - 1,076 = 16,980 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 61,1 \frac{\text{t}}{\text{h}} \quad (2.108)$$

Nyní jsou známy hmotnostní toky pracovní látky v prvním odběru a na vstupech a výstupu z napájecí nádrže. Jako doplňující údaj lze dopočítat tzv. poměrné odběrové množství pro první odběr:

$$\alpha_1 = \frac{M_{1.1}}{M_0} = \frac{1,076}{18,056} = 0,06 [-] \quad (2.109)$$

2.4.2 DRUHÝ ODBĚR

Jako výpočtový uzel pro zjištění hmotnostního toku v druhém odběru bude sloužit NTO2. Označení jednotlivých vstupů a výstupů je stejné jako na obrázku 2.2. Výpočtové vztahy pro tento uzel jsou:

$$M_{1.2'} + M_5 = M_{1.2'out} + M_6 \quad (2.110)$$

$$M_{1.2'} \cdot i_{1.2'} + M_5 \cdot i_5 = M_{1.2'out} \cdot i_{1.2'out} + M_6 \cdot i_6 \quad (2.111)$$

Přičemž platí, že nedochází k mísení jednotlivých větví a tedy $M_5 = M_6$ a $M_{1.2'} = M_{1.2'out}$. První rovnice tudíž není třeba. Hmotnostní tok M_6 je pak znám z rovnice 2.108. Druhá rovnice se tedy poměrně zjednoduší a pro hmotnostní tok ve druhém odběru dostaneme rovnici s jednou neznámou:

$$M_{1.2} = M_{1.2'} = \frac{M_6 \cdot (i_6 - i_5)}{(i_{1.2'} - i_{1.2'out})} \quad (2.112)$$

$$M_{1.2} = \frac{16,980 \cdot (445,3 - 306,7)}{(2614,9 - 347,6)} = 1,038 \frac{kg}{s} = 3,7 \frac{t}{h}$$

Poměrné odběrové množství pro druhý odběr je:

$$\alpha_2 = \frac{M_{1.2}}{M_0} = \frac{1,038}{18,056} = 0,06 [-] \quad (2.113)$$

2.4.3 TŘETÍ ODBĚR

Výpočtovým uzlem pro třetí odběr bude NTO1. Zde bude výpočet mírně složitější, protože je sem kaskádovaný kondenzát z NTO2, jak je patrné z obrázku 2.3. Pro tento uzel platí následující bilance:

$$M_4 + M_{1.3'} + M_{1.2'out} = M_5 + M_{1.3'out} \quad (2.114)$$

$$M_4 \cdot i_4 + M_{1.3'} \cdot i_{1.3'} + M_{1.2'out} \cdot i_{1.2'out} = M_5 \cdot i_5 + M_{1.3'out} \cdot i_{1.3'out} \quad (2.115)$$

Přičemž platí, že $M_4 = M_5$, tyto dva hmotnostní toky tedy z první rovnice vypadnou. Je to z toho důvodu, že opět nedochází k mísení hlavního kondenzátu s odběrovou párou. Z rovnice 2.110 je znám také hmotnostní tok $M_{1.2'out}$. Z první rovnice tedy vyjádříme $M_{1.3'out}$ a po úpravě dostaneme vztah pro hmotnostní tok ve třetím odběru:

$$M_{1.3'} = M_{1.3} = \frac{M_4 \cdot (i_5 - i_4) - M_{1.2'out} \cdot (i_{1.2'out} - i_{1.3'out})}{(i_{1.3'} - i_{1.3'out})} \quad (2.116)$$

$$M_{1.3'} = \frac{16,980 \cdot (306,7 - 169,3) - 1,038 \cdot (347,6 - 209,4)}{(2452,6 - 209,4)}$$

$$M_{1.3'} = 0,975 \frac{kg}{s} = 3,5 \frac{t}{h}$$

Poměrné odběrové množství ve třetím odběru:

$$\alpha_3 = \frac{M_{1.3}}{M_0} = \frac{0,975}{18,056} = 0,05 [-] \quad (2.117)$$

V NTO1 dochází k mísení $M_{1.2'out}$ a $M_{1.3'}$, výsledkem smísení je $M_{1.3'out}$.

$$M_{1.3'out} = M_{1.2'out} + M_{1.3} = 1,038 + 0,975 = 2,014 \frac{kg}{s} = 7,2 \frac{t}{h} \quad (2.118)$$

V tomto okamžiku jsou tedy již známy všechny hmotnostní toky v odběrech. V následující kapitole bude ještě dopočítán hmotnostní tok páry vystupující z turbíny a průtok chladicí vody v kondenzátoru.

2.4.4 KONDENZÁTOR

Hmotnostní tok páry, která vystupuje z turbíny, se stanoví prostým odečtením hmotnostních toků ve všech odběrech od množství páry vstupující do turbíny:

$$M_2 = M_0 - (M_{1.1} + M_{1.2} + M_{1.3}) \quad (2.119)$$

$$M_2 = 18,056 - (1,076 + 1,038 + 0,975) = 14,966 \text{ kg/s} = 53,9 \text{ t/h}$$

Hmotnostní tok M_3 za kondenzátorem již odpovídá hmotnostním tokům v bodech 4, 5 a 6. Přičemž musí současně platit, že M_3 je součtem M_2 a $M_{1.3'out}$. Tímto si ověříme správnost předchozích výpočtů:

$$M_3 = M_2 + M_{1.3'out} = 14,966 + 2,014 = 16,980 \text{ kg/s} = 61,1 \text{ t/h} \quad (2.120)$$

Výsledek souhlasí, předchozí úvahy tedy byly správné. Nyní ještě bude proveden výpočet orientačního hmotnostního toku chladicí vody v kondenzátoru. Nejprve je třeba si zvolit tlak chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru. Rozdíl těchto hodnot je tlaková ztráta:

$$p_{ch1} = 3,5 \text{ bar} \quad (2.121)$$

$$p_{ch2} = 3 \text{ bar} \quad (2.122)$$

Na základě těchto tlaků a již dříve známých teplot chladicí vody je možné zjistit její entalpii na vstupu a výstupu z kondenzátoru:

$$i_{ch1} = f(p_{ch1}; t_{ch1}) = 105,2 \text{ kJ/kg} \quad (2.123)$$

$$i_{ch2} = f(p_{ch2}; t_{ch2}) = 146,9 \text{ kJ/kg} \quad (2.124)$$

Nyní je již možné sestavit rovnice dle zákona zachování hmoty a energie obdobně, jak tomu bylo v předchozích kapitolách. S ohledem na to, že již známe všechny parametry kromě hmotnostního toku chladicí vody, tak již není potřeba v tomto případě zákon zachování hmoty a vystačíme si s jednou rovnicí vyjadřující předané teplo z kondenzující páry chladicí vodě, přičemž platí, že hmotnostní tok chladicí vody je stejný na vstupu i na výstupu:

$$M_2 \cdot i_2 + M_{ch} \cdot i_{ch1} + M_{1.3'out} \cdot i_{1.3'out} = M_3 \cdot i_3 + M_{ch} \cdot i_{ch2} \quad (2.125)$$

Odtud stačí vyjádřit M_{ch} :

$$M_{ch} = \frac{M_2 \cdot (i_2 - i_3) + M_{1.3'out} \cdot (i_{1.3'out} - i_3)}{(i_{ch2} - i_{ch1})} \quad (2.126)$$

$$M_{ch} = \frac{14,966 \cdot (2261,5 - 167,5) + 2,014 \cdot (209,4 - 167,5)}{(146,9 - 105,2)}$$

$$M_{ch} = 752,6 \text{ kg/s} = 2709,5 \text{ t/h}$$

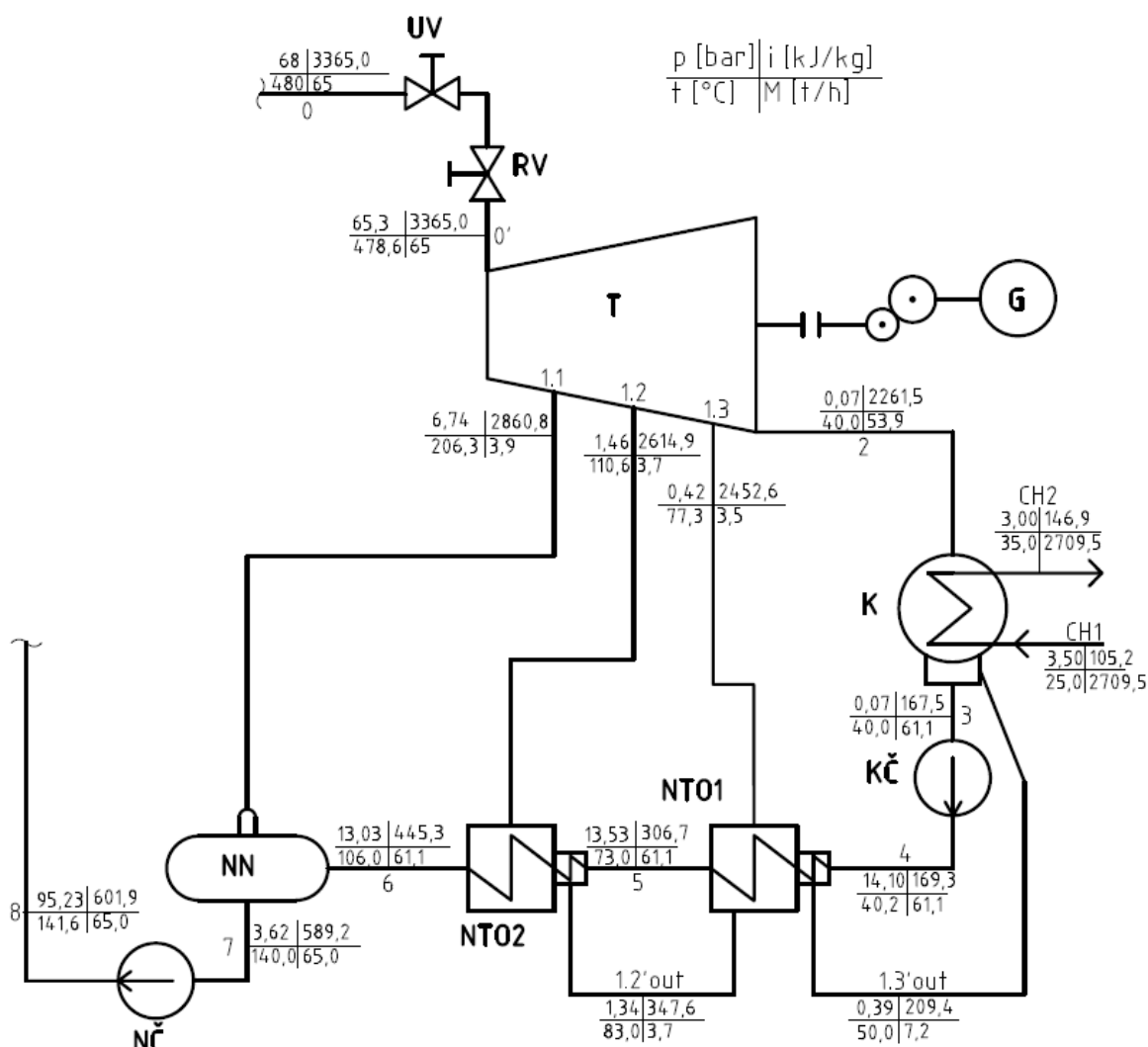
Dále je také možné vypočítat chladicí výkon kondenzátoru, tedy teplo předané kondenzující parou chladicí vodě za jednotku času:

$$P_{kond} = M_{ch} \cdot (i_{ch2} - i_{ch1}) = 752,6 \cdot (146,9 - 105,2) = 31\,383,4 \text{ kW} \quad (2.127)$$

Tímto byl dokončen výpočet tepelného schématu. Jsou známy parametry pracovní látky a její hmotnostní toky ve všech uvažovaných bodech a je možno přistoupit k samotnému výpočtu parní turbíny.

2.5 VÝSLEDNÉ TEPELNÉ SCHÉMA

Toto tepelné schéma je již výsledkem iteračního procesu po optimalizaci průtočného kanálu.



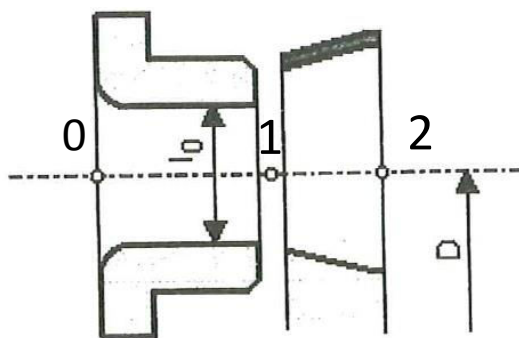
Obr. 2.5: Výsledné tepelné schéma

3 REGULAČNÍ STUPEŇ

V přechozí kapitole byl proveden výpočet tepelného schématu na základě zadaných hodnot. Jsou tedy známy přibližné parametry páry na vstupu a výstupu z turbíny a v jejích jednotlivých odběrech. Počínaje touto kapitolou se tato práce bude zabývat již výhradně návrhem samotné parní turbíny. Prvním krokem bude návrh regulačního stupně, který je součástí každé vícestupňové parní turbíny s dýzovou regulací výkonu. Při tomto návrhu je třeba brát v úvahu, že některé vlastnosti regulačního stupně se promítnou i do dalších částí parní turbíny, jedním z těchto parametrů jsou například otáčky turbíny. Regulační stupeň bude v rámci této práce navržen dle postupu uvedeného v [3]. Cílem návrhu regulačního stupně je také optimalizace jeho parametrů z hlediska účinnosti a zatížení.

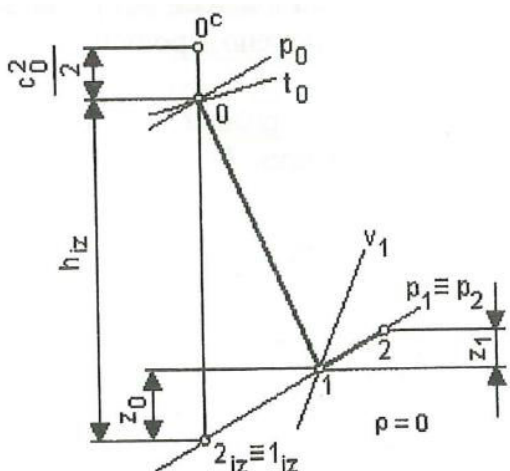
3.1 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH

Návrh prakticky každé části parní turbíny prochází v určité formě předběžným a následně detailním návrhem. Tak tomu je i v případě regulačního stupně, kdy předběžný návrh slouží pro stanovení základních geometrických, výkonových a termodynamických charakteristik. V rámci celého návrhu regulačního stupně bude používáno označení dle obrázku 3.1. Pozice 0 se nachází před statorovou řadou rozváděcích trysek, bod 1 je mezi statorovou a rotorovou řadou a bod 2 je za rotorovou řadou lopatek. Stav v bodě 2 je tedy stav na výstupu z regulačního stupně a bude sloužit jako výchozí pro návrh dalších částí turbíny v kapitole 4. [3]



Obr. 3.1: Zobrazení regulačního stupně ve formě A-kolo. Upraveno z [3]

Jelikož předběžný návrh slouží jen pro zjištění základních údajů vstupujících do detailního návrhu, tak zde dochází k řadě zjednodušení. Předně předběžný návrh A-kola uvažuje nulový stupeň reakce ($p = 0$), což sice odpovídá teoretickému popisu rovnotlakého lopatkování v úvodní kapitole, v technické praxi však dochází k malé reakci i v rotorové řadě lopatek, jak bude zřejmé později v detailním návrhu. Dále jsou v předběžném návrhu zanedbány některé ztráty, jak je patrné z obrázku 3.2, kde je zobrazen zjednodušený průběh expanze tak, jak jej uvažuje předběžný návrh.



Obr. 3.2: Průběh expanze v i-s diagramu pro předběžný návrh RS [3]

3.1.1 STANOVENÍ VÝCHOZÍCH PARAMETRŮ

V kapitole 1.3 bylo již stručně pojednáno o možnostech typů stupňů, které je vhodné použít na regulační stupeň parní turbíny. Jak již bylo zmíněno, tak pro návrh turbíny v rámci této práce bude použit rovnotlaký stupeň ve formě A-kolo. Průběh expanze v tomto typu stupně byl zobrazen na obrázku 1.7.

Návrh regulačního stupně bude také vycházet z kapitoly 2.3.1, kde byl zjištěn stav páry před vstupem do regulačního stupně. Tento stav je v dané kapitole označen indexem $0'$, pro zjednodušení a korespondenci s obrázkem 3.1 a použitou literaturou bude stav na vstupu do regulačního stupně odtud značen indexem 0 .⁶

V běžné praxi se při návrhu regulačního stupně pro konkrétní parní turbínu využívají již osvědčené parametry. Z důvodu unifikace výroby parních turbín tedy například může daná firma používat regulační stupně o daných průměrech a otáčkách. Pro tuto práci však nejsou obdobné podklady k dispozici, proto bude potřeba výchozí geometrické vlastnosti stupně vhodně zvolit s ohledem na účinnost a zatížení. Cílem této podkapitoly je vypočítat izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm a stanovit otáčky turbíny. [3]

Zvolený střední průměr regulačního stupně:

$$D_s^{RS} = 0,65 \text{ m} \quad (3.1)$$

Střední průměr regulačního stupně bude v této kapitole dále označován jen jako D_s . Dále je třeba zvolit obvodovou rychlost:

$$u_{RS} = 190 \text{ m/s} \quad (3.2)$$

Z těchto dvou hodnot je pak možné spočítat otáčky turbíny:

$$n = \frac{u_{RS}}{\pi \cdot D_s} = \frac{190}{\pi \cdot 0,65} = 92,8 \text{ s}^{-1} = 5568 \text{ min}^{-1} \quad (3.3)$$

⁶Stejně tak platí, že všechny veličiny, nebude-li poznamenáno jinak, se vztahují k regulačnímu stupni, nadále tedy nebude v této kapitole používán index RS u všech veličin.

Následně je třeba vhodně zvolit rychlostní poměr u/c_{iz} , který je volen v rozmezí 0,4 až 0,5 dle doporučení [3]. Zvolená hodnota je již výsledkem optimalizace, která byla provedena s ohledem na výslednou účinnost a tvar rychlostních trojúhelníků regulačního stupně:

$$\frac{u}{c_{iz}} = 0,44 [-] \quad (3.4)$$

Teoretická izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy pak je:

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{190}{0,44} = 430,7 \text{ m/s} \quad (3.5)$$

Zvolená absolutní rychlost páry na vstupu (odpovídá přibližně rychlosti v přívodním potrubí):

$$c_0 = 30 \text{ m/s} \quad (3.6)$$

Izoentropický spád na regulační stupeň:

$$H_{iz} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{430,7^2}{2} - \frac{30^2}{2} = 92\,294,3 \text{ J/kg} = 92,3 \text{ kJ/kg} \quad (3.7)$$

3.1.2 PARAMETRY PÁRY V REGULAČNÍM STUPNI

Z vypočítaného izoentropického entalpického spádu a z parametrů páry na vstupu je pak možné zjistit stav páry za statorovou a rotorovou řadou regulačního stupně.

Entalpie za RS při izoentropické expanzi je výsledkem rozdílu entalpie na vstupu (rovnice 2.3) a izoentropického spádu:

$$i_{2iz} = i_0 - h_{iz} = 3365,1 - 92,3 = 3272,8 \text{ kJ/kg} \quad (3.8)$$

Tlak za regulačním stupněm je funkcí izoentalpie za RS a entropie páry na vstupu do RS (rovnice 2.8):

$$p_2 = f(i_{2iz}; s_0) = 48,8 \text{ bar} \quad (3.9)$$

Zde je třeba ověřit, zda nebylo dosaženo kritického tlakového poměru v dýze, kritický tlak pro přehřátou páru je:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 65,3 = 35,6 \text{ bar} \quad (3.10)$$

Lze pozorovat, že p_2 je větší než p_{krit} , nedochází tedy ke kritickému proudění a je možné použít nerozšířenou dýzu. Je zde však podmínka:

$$\frac{p_2}{p_0} \leq 0,8 \quad (3.11)$$

Tlakový poměr pro tento případ je:

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{48,8}{65,3} = 0,75 [-] \quad (3.12)$$

Tlakový poměr je tedy v pořádku a je možné použít nerozšířenou dýzu. Nyní bude zjištěny parametry páry za dýzou. Rychlostní součinitel pro dýzu je zde volen v rozmezí 0,95 až 0,98:

$$\varphi = 0,95 [-] \quad (3.13)$$

Velikost ztráty ve statoru:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,95^2) \cdot 92,3 = 9,0 \text{ kJ/kg} \quad (3.14)$$

Entalpii v bodě 1 zjistíme přičtením této ztráty k izoentalpii z rovnice 3.8, jak je patrné z obrázku 3.2:

$$i_1 = i_{2iz} + z_0 = 3272,8 + 9 = 3281,8 \text{ kJ/kg} \quad (3.15)$$

Tato entalpie je třeba pro výpočet měrného objemu v bodě 1. Tento měrný objem bude třeba při návrhu délky lopatek v další podkapitole.

$$v_1 = f(p_1 = p_2; i_1) = 0,0633 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.16)$$

Nyní jsou známy parametry páry, které jsou třeba pro další výpočet délky lopatek a parciálního ostříku.

3.1.3 DÉLKA LOPATEK A PARCIÁLNÍ OSTŘÍK

Cílem této kapitoly je provést návrh délky rozváděcích lopatek a stanovit parciální ostřík, který umožňuje regulaci hmotnostního toku proměnnou velikostí průtočného průřezu. Jedná se o to, že při daném měrném objemu páry, hmotnostním toku a daném středním průměru regulačního stupně by byly lopatky velmi malé, čímž by vzrostla okrajová ztráta a snížila se účinnost stupně. Z tohoto důvodu je zaveden parciální ostřík, který umožní dosáhnout optimálního průtočného průřezu, délky lopatek, a tedy i účinnosti. [3]

Nejdříve je třeba zvolit výstupní úhel z rozváděcí mříže v rozsahu 12° až 18° :

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad (3.17)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku:

$$l_{0t} = \frac{M_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin(\alpha_1)} \quad (3.18)$$

$$l_{0t} = \frac{18,056 \cdot 0,0633}{\pi \cdot 0,65 \cdot 430,7 \cdot 0,95 \cdot \sin(12^\circ)} = 0,0066 \text{ m}$$

Následně je třeba vypočítat optimální délku rozváděcí lopatky:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} \quad (3.19)$$

Zde není znám součinitel α , k jeho zjištění vede následující postup. Experimentální konstanta c/a pro A-kolo je 0,1467. V tomto vztahu jsou také otáčky záměrně dosazeny v min^{-1} :

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\frac{u}{c_{iz}}}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_s^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,44}{\left(\frac{5568}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,65^{0,5}} = 0,0568 \quad (3.20)$$

Další konstantou je b/a , která má hodnotu 0,0398. Parametr s_I pak zohledňuje dělení parciální ostříku. V našem případě je parciální ostřík nedělený, platí tedy $s_I = 1$. Součinitel α pak je:

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_s}{\frac{b}{a} \cdot s_I + \delta \cdot D_s}} = \sqrt{\frac{0,65}{0,0398 \cdot 1 + 0,0568 \cdot 0,65}} = 2,911 [-] \quad (3.21)$$

Nyní je již možno vypočítat optimální délku rozváděcí lopatky, do tohoto vztahu jsou délky účelně dosazovány v centimetrech:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} = 2,911 \cdot \sqrt{0,66} = 2,36 \text{ cm} = 0,0236 \text{ m} \quad (3.22)$$

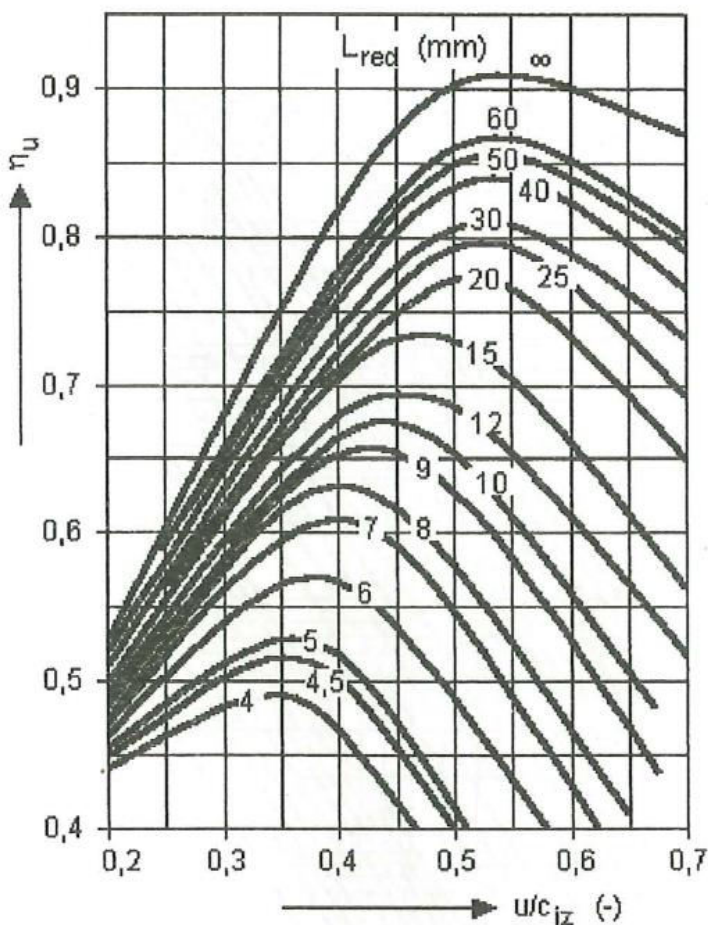
Zaokrouhlením této délky na celé milimetry dostaneme skutečnou délku lopatky:

$$l_0 = 0,024 \text{ m} = 24 \text{ mm} \quad (3.23)$$

Redukovaná délka lopatky, dosazováno v milimetrech:

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{24}{1 + \left(\frac{24}{23,6}\right)^2 - 0,0568 \cdot 24} = 35,8 \text{ mm} \quad (3.24)$$

Z diagramu na obrázku 3.3 pak odečteme redukovanou obvodovou účinnost, která bude potřeba při výpočtu předběžné vnitřní termodynamické účinnosti stupně.



Obr. 3.3: Závislost redukované obvodové účinnosti na rychlostním poměru [3]

Redukovaná obvodová účinnost pro dříve vypočtenou redukovanou délku lopatek a zvolený rychlostní poměr je:

$$\eta_u = 0,78 [-] \quad (3.25)$$

Parciální ostřík:

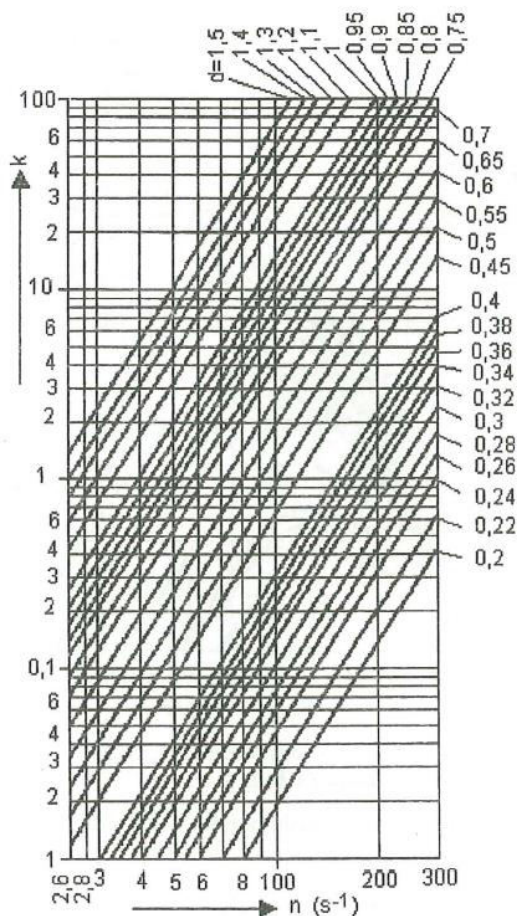
$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_0} = \frac{6,6}{24} = 0,274 [-] \quad (3.26)$$

Parciální ostřík by se měl pohybovat v rozmezí 0,2 až 0,45. Výše vypočtená hodnota parciálního ostříku se nachází v tomto rozmezí a tato podmínka je tedy splněna.

3.1.4 PŘEDBĚŽNÝ VNITŘNÍ VÝKON

V rámci této kapitoly bude stanovena předběžná vnitřní termodynamická účinnost se započtením ztrát třením a ventilací, dále pak bude vypočten předběžný výkon. Hodnota předběžného vnitřního výkonu bude porovnávána v závěru třetí kapitoly s reálným vnitřním výkonem. Je vyžadováno, aby se tyto hodnoty nelišily o více než 5 %.

Nejdříve je třeba odečíst z diagramu na obrázku 3.4 odečíst hodnotu součinitele k , který bude potřeba při výpočtu absolutní hodnoty ztráty třením a ventilací.



Obr. 3.4: Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [3]

Pro uvažované hodnoty středního průměru regulačního stupně a otáček má součinitel k hodnotu:

$$k = 2,6 [-] \quad (3.27)$$

Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací pak je:

$$Z_5 = \frac{k}{M \cdot v_1} = \frac{2,6}{18,056 \cdot 0,0633} = 2,3 \text{ kJ/kg} \quad (3.28)$$

Poměrná ztráta vzhledem k izoentropickému entalpickému spádu:

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{iz}} = \frac{2,3}{92,3} = 0,024 [-] \quad (3.29)$$

Budeme-li v předběžném návrhu uvažovat jen tuto ztrátu, tak vnitřní účinnost regulačního stupně je:

$$\eta_i = \eta_u - \xi_5 = 0,78 - 0,02 = 0,76 [-] \quad (3.30)$$

Předběžný vnitřní výkon regulačního stupně:

$$P_{i \text{ predb.}} = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_i = 18,056 \cdot 92,3 \cdot 0,76 = 1258,7 \text{ kW} \quad (3.31)$$

Závěrem předběžného návrhu lze ještě stanovit předběžné parametry páry za regulačním stupněm, konkrétně statickou entalpii, entropii a měrný objem. Tyto parametry budou potřeba v detailním výpočtu regulačního stupně v další kapitole.

$$i_2 = i_0 - h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 3365,0 - 92,3 \cdot 0,76 = 3295,3 \text{ kJ/kg} \quad (3.32)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6,8014 \text{ kJ/kgK} \quad (3.33)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,0639 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.34)$$

3.2 DETAILNÍ NÁVRH

Na předběžný návrh regulačního stupně ve formě A-kolo bude navázáno jeho detailním návrhem, přičemž bude využito některých volených a vypočtených veličin z předběžného návrhu. Zejména se jedná o střední průměr lopatkování, optimální rychlostní poměr, izoentropický spád, otáčky, stav páry za regulačním stupněm, tvar dýzy, kritický tlak, přibližnou délku lopatky, parciální ostřík a již ze zadání známe hmotnostní průtok.

V rámci detailního výpočtu již budou uvažovány všechny významné ztráty, budou vypočteny rychlosti na vstupu a výstupu ze statoru a rotoru, bude zvolen profil lopatek a bude vypočítána vnitřní termodynamická účinnost stupně, jeho vnitřní výkon a tlakové číslo. V poslední části bude provedena orientační pevnostní kontrola.

3.2.1 STUPEŇ REAKCE

V této podkapitole bude zvolen stupeň reakce pro regulační stupeň, a tedy i rozdělení izoentropických entalpických spádů mezi stator a rotor, přičemž je také třeba ověřit kritické proudění dýzou pomocí tlaku mezi statorovou a rotorovou řadou v bodě *I*.

Zvolený stupeň reakce se musí pohybovat v rozmezí 0,03 až 0,1. Po optimalizaci s ohledem na výslednou účinnost stupně je zvolena hodnota:

$$\rho = 0,03 [-] \quad (3.35)$$

Izoentropický spád na stator tedy je:

$$H_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot H_{iz} = (1 - 0,03) \cdot 92,3 = 89,5 \text{ kJ/kg} \quad (3.36)$$

Izoentropický spád na rotor:

$$H_{iz}^R = \rho \cdot H_{iz} = 0,03 \cdot 92,3 = 2,8 \text{ kJ/kg} \quad (3.37)$$

Nyní je třeba stanovit tlak v mezeře mezi statorem a rotorem, k tomu poslouží izoentalpie v tomto bodě:

$$i_{1\ iz} = i_0 - H_{iz}^S = 3365,0 - 89,5 = 3275,5 \text{ kJ/kg} \quad (3.38)$$

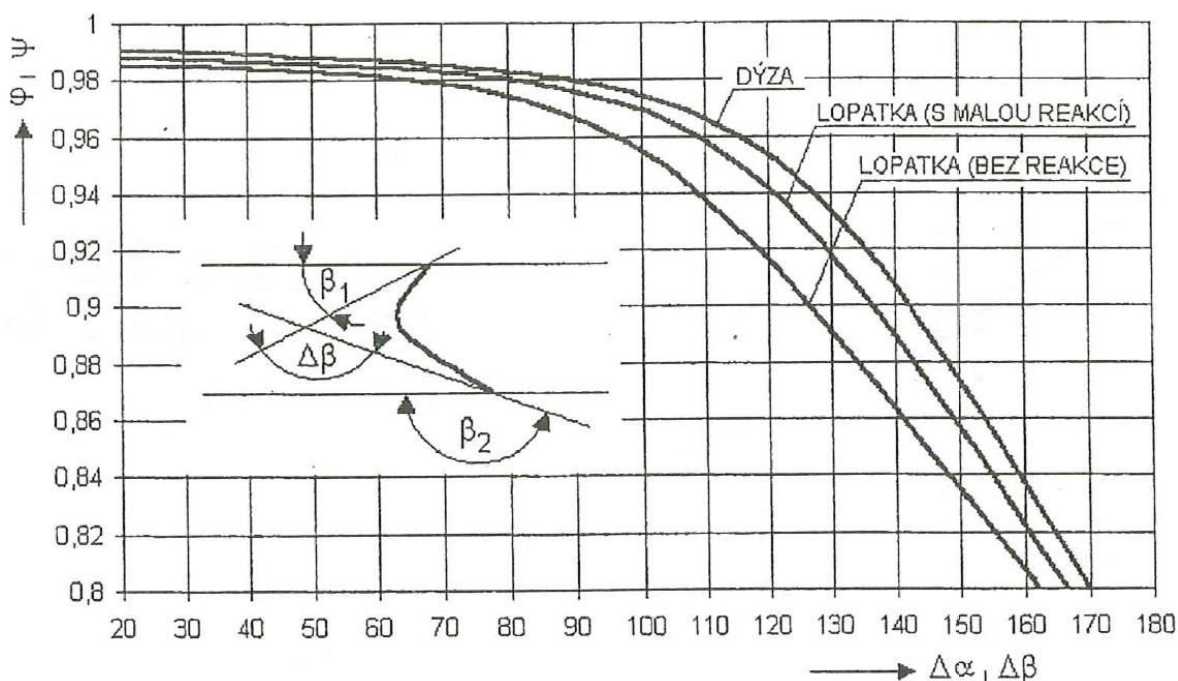
Tlak v mezeře mezi statorem a rotorem pak je:

$$p_1 = f(i_{1\ iz}; s_0) = 49,2 \text{ bar} \quad (3.39)$$

Zde se musí porovnat tento tlak s kritickým tlakem vypočítaným v rovnici 3.10, má hodnotu 35,6 bar. Je tedy zřejmé, že tlak p_1 je větší než kritický tlak a nedochází tedy ke kritickému proudění ve výstupním průřezu dýzy. Také platí, že úhel profilu je stejný jako výstupní úhel proudu páry.

3.2.2 VÝPOČET RYCHLOSTÍ V RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍCÍCH

V rámci této kapitoly budou vypočteny jednotlivé rychlosti na výstupu ze statoru a z rotoru, ze kterých bude možné sestavit rychlostní trojúhelník pro regulační stupeň. Pro tento výpočet bude důležitá znalost rychlostních součinitelů pro dýzu (stator) a lopatku s malým stupněm reakce (rotor). Tyto součinitele je možné stanovit z obrázku 3.5. Jedná se o závislost rychlostních součinitelů za ohybu proudu páry. Pro zjištění rychlostních součinitelů je tedy třeba znalost výstupních úhlů ze statorových dýz a z oběžných lopatek.



Obr. 3.5: Závislost rychlostních součinitelů v závislosti na ohybu proudu [3]

V rámci postupu uvedeného doposud v této práci nejsou známy výstupní úhly ze statoru a z rotoru, avšak jsou pro další výpočet potřeba. Následující hodnoty ohybu proudu použité pro zjištění rychlostních součinitelů na základě grafu v obrázku 3.5 jsou již výsledkem dalšího výpočtu uvedeného dále v této kapitole.

Rychlostní součinitel pro dýzu (stator):

$$\varphi = f(\Delta\alpha = 86^\circ) = 0,98 [-] \quad (3.40)$$

Rychlostní součinitel pro lopatku s malým stupněm reakce (rotor):

$$\Psi = f(\Delta\beta = 137^\circ) = 0,89 [-] \quad (3.41)$$

Nyní je již možné přistoupit k výpočtu jednotlivých rychlostí. Teoretická rychlost na výstupu z dýzy sice byla již spočítána v rovnici 3.5, tam však byl uvažován nulový stupeň reakce. Tuto rychlost je tedy nutné upravit:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot H_{iz} + c_0^2} \quad (3.42)$$

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,03) \cdot 92,3 \cdot 1000 + 30^2} = 424,2 \text{ m/s}$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy:

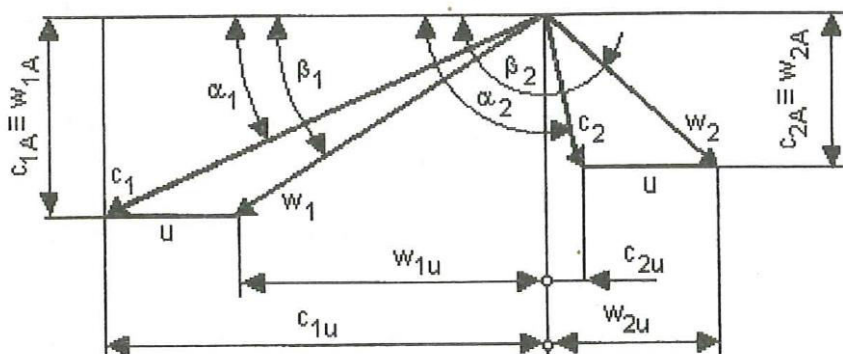
$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,98 \cdot 424,2 = 415,7 \text{ m/s} \quad (3.43)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (3.44)$$

$$w_1 = \sqrt{415,7^2 + 190^2 - 2 \cdot 415,7 \cdot 190 \cdot \cos(12^\circ)} = 233,7 \text{ m/s}$$

Pro lepší orientaci v počítaných rychlostech je uveden obrázek 3.6:



Obr. 3.6: Rychlostní trojúhelníky pro RS s označením rychlostí a úhlů [3]

Složka absolutní rychlosti v obvodovém směru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 415,7 \cdot \cos(12^\circ) = 406,6 \text{ m/s} \quad (3.45)$$

Složka relativní rychlosti v obvodovém směru:

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 406,6 - 190 = 216,6 \text{ m/s} \quad (3.46)$$

Složka absolutní rychlosti v axiálním směru je stejná jako složka relativní rychlosti v axiálním směru:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 415,7 \cdot \sin(12^\circ) = 86,4 \text{ m/s} \quad (3.47)$$

Tímto jsou známy všechny potřebné rychlosti na výstupu ze statoru a bude přikročeno k výpočtu výstupních rychlostí z rotoru. Nejprve je třeba stanovit výstupní úhel relativní rychlosti z dýzy:

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{216,6}{233,7}\right) = 0,379 \text{ rad} = 21,7^\circ \quad (3.48)$$

Výstupní úhel relativní rychlosti z rotoru bude nejprve odhadnut dle [3] a později upřesněn:

$$\beta_2 = 162,3^\circ \quad (3.49)$$

Teoretická výstupní relativní rychlost páry:

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_{iz}^R + w_1^2} \quad (3.50)$$

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot 0,03 \cdot 2,8 \cdot 1000 + 233,7^2} = 234,1 \text{ m/s}$$

Skutečná relativní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_2 = \Psi \cdot w_{2iz} = 0,89 \cdot 234,1 = 208,3 \text{ m/s} \quad (3.51)$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \quad (3.52)$$

$$c_2 = \sqrt{208,3^2 + 190^2 - 2 \cdot 208,3 \cdot 190 \cdot \cos(180 - 162,3)} = 64,0 \text{ m/s}$$

Složka relativní rychlosti v obvodovém směru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) = 208,3 \cdot \cos(162,3^\circ) = -198,4 \text{ m/s} \quad (3.53)$$

Složka absolutní rychlosti v obvodovém směru:

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -198,4 + 190 = -8,4 \text{ m/s} \quad (3.54)$$

Složka absolutní rychlosti v axiálním směru je stejná jako složka relativní rychlosti v axiálním směru:

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) = 208,3 \cdot \sin(162,3^\circ) = 63,4 \text{ m/s} \quad (3.55)$$

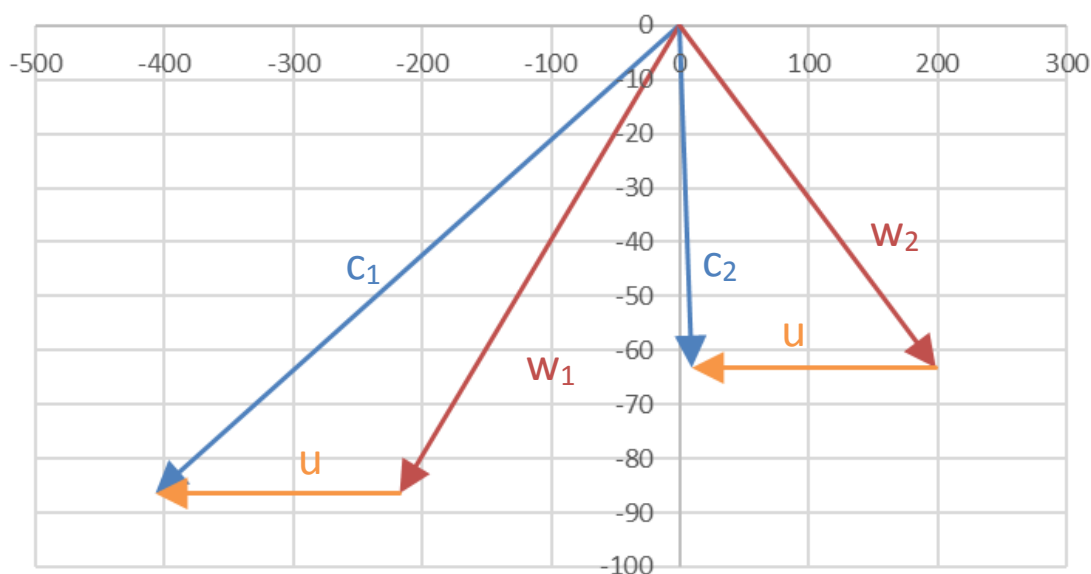
Nyní je možné spočítat také výstupní úhel absolutní rychlosti z oběžného kola:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right) + 180 = \arctg\left(\frac{63,4}{-8,4}\right) + 180 = 98,0^\circ \quad (3.56)$$

Lze také vypočítat ohnutí proudu $\Delta\alpha$, které bylo potřebné pro stanovení rychlostního součinitele:

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 98 - 12 = 86^\circ \quad (3.57)$$

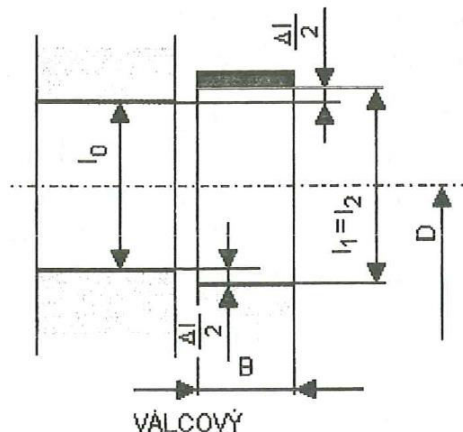
Po nezbytné úpravě znamének některých rychlostí lze vypočítané údaje zaneš do grafu a vytvořit rychlostní trojúhelníky pro regulační stupeň (viz obrázek 3.7).



Obr. 3.7: Rychlostní trojúhelník pro regulační stupeň

3.2.3 PRŮTOČNÉ PRŮŘEZY

Cílem této kapitoly bude provést návrh konečných rozměrů lopatek, volba jejich profilů a výpočet jejich počtu. Pro ilustraci jednotlivých počítaných rozměrů bude sloužit obrázek 3.8.



Obr. 3.8: Válnový průtočný kanál A-kola [3]

Výstupní délka rozváděcích lopatek (dýz):

$$l_0 = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)} \quad (3.58)$$

$$l_0 = \frac{18,056 \cdot 0,0633}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,274 \cdot 415,7 \cdot \sin(12^\circ)} = 0,0237 \text{ m} \approx 24 \text{ mm}$$

Pro válcový kanál je třeba zvolit přesah oběžných lopatek, jak je patrné z obrázku 3.8. Tento přesah se doporučuje volit v rozmezí 1 až 3 mm:

$$\Delta l = 3 \text{ mm} \quad (3.59)$$

Délka oběžných lopatek pak je:

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 24 + 3 = 27 \text{ mm} \quad (3.60)$$

Je třeba dopočítat také výstupní úhel z oběžných lopatek:

$$\beta_2 = 180 - \arcsin\left(\frac{M \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2}\right) \quad (3.61)$$

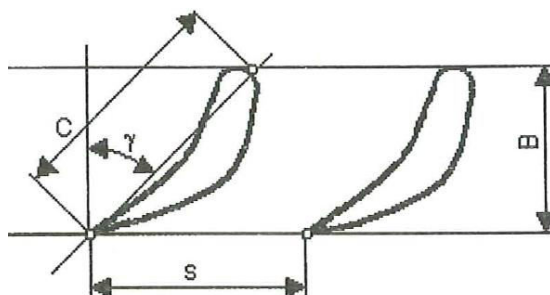
$$\beta_2 = 180 - \arcsin\left(\frac{18,056 \cdot 0,0639}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,274 \cdot 208,3 \cdot 0,027}\right) = 158,7^\circ \quad (3.62)$$

Ohnutí proudu potřebné pro určení rychlostního součinitele pro rotor:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 158,7 - 21,7 = 137^\circ \quad (3.63)$$

Nyní je možné přikročit k volbě konkrétních profilů a tvaru lopatek. Profily budou voleny z kapitoly 10.2 v [3]. Postup stanovení geometrie je stejný jak pro rozváděcí satorové lopatky, tak i pro oběžné rotorové lopatky. Z tohoto důvodu budou pro zjednodušení nejprve uvedeny teoretické vztahy a vypočítané a volené hodnoty budou následně shrnuty v tabulce.

Tvar lopatek s vyznačením jednotlivých rozměrů je zobrazen na obrázku 3.9. Nejprve je třeba vhodně zvolit poměrnou rozteč s/c , která se pro rozváděcí lopatky pohybuje v rozmezí 0,65 až 0,95 a pro oběžné lopatky v rozmezí 0,5 až 0,75. Dále se musí zvolit délka tětivy profilu, která se pohybuje v rozmezí 25 až 70 mm. Je nutné znát také úhel nastavení profilu γ , jehož rozmezí je vždy specifické pro každý profil lopatky.⁷[3]



Obr. 3.9: Zobrazení označení rozměrů charakterizujících profil lopatky [3]

Na základě zvolených hodnot bude možné vypočítat šířku lopatky:

$$B = c \cdot \cos(\gamma) \quad (3.64)$$

Rozteč lopatek pro zvolenou poměrnou rozteč:

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) \quad (3.65)$$

Nakonec je třeba zjistit počet rotorových lopatek a tuto hodnotu zaokrouhlit na celé číslo:

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{s} \quad (3.66)$$

Statorových lopatek bude méně, protože je nutné zahrnout parciální ostřík (statorové lopatky se neotáčí, pára tedy proudí pořád přes stejné lopatky a je proto zbytečné jich dělat více, než jich je ostříknuto):

$$z = \frac{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon}{s} \quad (3.67)$$

Vybraný profil lopatek a vypočtené geometrické parametry jsou v následující tabulce:

Tab. 3.1: Zvolené a vypočítané parametry lopatek regulačního stupně

Veličina	Označení	Stator	Rotor	Jednotka
Vybraný profil lopatky	-	TS-1A	25TR1	-
Zvolená poměrná rozteč	s/c	0,8	0,6	-
Délka tětivy profilu	c	0,04	0,025	m
Úhel nastavení profilu	γ	34	10,4	°
Šířka lopatky	B	0,033	0,025	m
Rozteč lopatek	s	0,032	0,015	m
Vypočítaný počet lopatek	z_v	17,5	136,1	-
Skutečný počet lopatek	z	18	136	-

⁷U každého profilu je také třeba ověřit, zda se absolutní rychlosti pohybují v uvedených rozsazích Machova čísla. V rámci výpočtu této práce byla tato kontrola provedena a zvolené profily uvedená rozmezí splňují.

3.2.4 STANOVENÍ ZTRÁT A VÝPOČET VÝKONU

V rámci této kapitoly budou nejprve stanoveny energetické ztráty v lopatkování, následně pak bude určena obvodová účinnost stupně. Dále budou vyjádřeny další typy ztrát a bude vypočítána vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně a jeho výkon. Bude také posouzeno jeho zatížení dle tlakového čísla.

Pro výpočet obvodové účinnosti stupně je nejdříve třeba stanovit energetické ztráty v lopatkování. Energetická ztráta v rozváděcí mříži:

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{424,2^2}{2} \cdot (1 - 0,98^2) = 3563 \text{ J/kg} = 3,6 \text{ kJ/kg} \quad (3.68)$$

Energetická ztráta v oběžné lopatkové řadě:

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = \frac{234,1^2}{2} \cdot (1 - 0,89^2) = 5695 \text{ J/kg} = 5,7 \text{ kJ/kg} \quad (3.69)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{64^2}{2} = 2047 \text{ J/kg} = 2,0 \text{ kJ/kg} \quad (3.70)$$

Obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (3.71)$$

$$\eta_u = \frac{\left(92,3 + \frac{30^2}{2 \cdot 1000}\right) - 3,6 - 5,7 - 2,0}{92,3 + \frac{30^2}{2 \cdot 1000}} = 0,878 [-]$$

Obvodová účinnost regulačního stupně tedy je 87,8 %. Nyní bude přikročeno ke stanovení dalších ztrát, které budou potřeba pro výpočet vnitřní termodynamické účinnosti. Nejdříve bude stanoven průtočný průřez pro páru:

$$S = \pi \cdot D_s \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1) \quad (3.72)$$

$$S = \pi \cdot 0,65 \cdot 0,027 \cdot 0,274 \cdot \sin(12^\circ) = 3,14 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Jako první bude vypočtena poměrná ztráta třením disku, pro výpočet této ztráty je třeba znát konstanty k_{tr} . Velikost této konstanty se pohybuje mezi $(0,45 \text{ až } 0,8) \cdot 10^{-3}$. V rámci této práce bude tato konstanta odhadnuta:

$$k_{tr} = 0,0006 [-] \quad (3.73)$$

Poměrná ztráta třením disku pak je:

$$\xi_5 = k_{tr} \cdot \frac{D_s^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 \quad (3.74)$$

$$\xi_5 = 0,0006 \cdot \frac{0,65^2}{3,14 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{190}{\sqrt{2 \cdot 92,3 \cdot 1000}}\right)^3 = 0,007 [-]$$

Další v pořadí je poměrná ztráta parciálním ostřikem, která je tvořena součtem dvou dílčích ztrát, a to ztrátami vznikajícími ventilací neostříknutých lopatek a ze ztrát vznikajících na okrajích pásma ostříku. Pro zmenšení ventilačních ztrát bude v rámci této práce uvažováno zakrytí oběžného kola mimo provedený ostřík. Poměrná ztráta ventilací neostříknutých lopatek pak je:

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(\alpha_1)} \cdot \frac{0,5 \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \quad (3.75)$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(12^\circ)} \cdot \frac{0,5 \cdot (1 - 0,274)}{0,274} \cdot \left(\frac{190}{\sqrt{2 \cdot 92,3 \cdot 1000}} \right)^3 = 0,036 [-]$$

Pro výpočet poměrné ztráty vznikající na okrajích pásma ostříku je třeba zvážit počet segmentů po obvodu. Zde bude zvoleno $z_{segm} = 1$. Tato ztráta tedy je:

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \quad (3.76)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,025 \cdot 0,027}{3,14 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{190}{\sqrt{2 \cdot 92,3 \cdot 1000}} \right)^3 \cdot 0,878 \cdot 1 = 0,004 [-]$$

Výsledná poměrná ztráta parciálním ostřikem:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,036 + 0,004 = 0,040 [-] \quad (3.77)$$

Poslední ztrátou je poměrná ztráta radiální mezerou, před samotným výpočtem této ztráty je třeba provést několik dílčích kroků. Nejprve se musí provést výpočet stupně reakce na špičce lopatky:

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_s}{l_1}}{1 + \frac{D_s}{l_1}} = 1 - (1 - 0,03) \cdot \frac{\frac{0,65}{0,027}}{1 + \frac{0,65}{0,027}} = 0,07 [-] \quad (3.78)$$

Volba radiální mezery:

$$\delta_r = \frac{1}{1000} \cdot D_s + 0,2 = \frac{1}{1000} \cdot 650 + 0,2 = 8,5 \cdot 10^{-4} m \quad (3.79)$$

Zvolený počet břitů bandáže:

$$z_r = 3 \quad (3.80)$$

Volba vůle mezi rotorem a statorem:

$$\delta_a = 0,002 m \quad (3.81)$$

Ekvivalentní vůle:

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} \quad (3.82)$$

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,002^2} + 1,5 \cdot \frac{3}{(8,5 \cdot 10^{-4})^2}}} = 3,7 \cdot 10^{-4} [-]$$

Výsledná hodnota poměrné ztráty radiální mezerou pro akční stupeň s bandáží je:

$$\xi_7 = \eta_u \cdot \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \cdot \frac{\pi \cdot (D_s + l_0)}{S} \quad (3.83)$$

$$\xi_7 = 0,878 \cdot (3,7 \cdot 10^{-4}) \cdot \sqrt{\frac{0,07}{1 - 0,03}} \cdot \frac{\pi \cdot (0,65 + 0,024)}{3,14 \cdot 10^{-3}} = 0,059 [-]$$

Takto byly vyjádřeny všechny uvažované ztráty a je možné přistoupit k výpočtu vnitřní termodynamické účinnosti stupně:

$$\begin{aligned} \eta_{tdi} &= \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 \\ \eta_{tdi} &= 0,878 - 0,007 - 0,040 - 0,059 = 0,772 [-] \end{aligned} \quad (3.84)$$

Vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně tedy byla stanovena na 77,2 %. Na základě této účinnosti je možné stanovit výsledný vnitřní výkon stupně:

$$P_i^{RS} = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 18,056 \cdot 92,3 \cdot 0,772 = 1288,2 \text{ kW} \quad (3.85)$$

Při výpočtu vnitřního výkonu stupně během předběžného návrhu byla vyslovena podmínka, že se tento výkon nemá od výsledného lišit o více než 5 %. Ověření:

$$\frac{P_i^{RS}}{P_{i \text{ předb}}} = \frac{1288,2}{1258,7} = 1,023 [-] \quad (3.86)$$

Z tohoto výpočtu je evidentní, že tato podmínka byla splněna.

Jedním z důležitých parametrů popisujících libovolný stupeň je jeho tlakové číslo:

$$\Psi^{RS} = \frac{h_{iz}}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{92,3 \cdot 1000}{\frac{1}{2} \cdot 190^2} = 5,14 [-] \quad (3.87)$$

Dle [5] by se hodnota tlakového čísla pro rovnotlaký stupeň měla pohybovat v rozmezí 4,0 až 7,0. Přičemž nejvyšší účinnosti je dosaženo v rozmezí 4,5 až 5,5. Navržený regulační stupeň vyhovuje pro obě rozmezí a jeho návrh je tedy akceptovatelný.

Závěrem detailního návrhu je třeba také dopočítat koncový bod expanze, který bude výchozí hodnotou pro návrh dalších částí turbíny. Skutečný entalpický spád:

$$H^{RS} = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 92,3 \cdot 0,772 = 71,3 \text{ kJ/kg} \quad (3.88)$$

Statická entalpie na konci expanze:

$$i_{2st} = i_0 - H^{RS} = 3365,0 - 71,3 = 3293,7 \text{ kJ/kg} \quad (3.89)$$

Celková entalpie na konci expanze:

$$i_{2c} = i_{2st} + \frac{c_2^2}{2} = 3293,7 + \frac{64^2}{2 \cdot 1000} = 3295,7 \text{ kJ/kg} \quad (3.90)$$

3.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Pro ověření reálnosti navrženého řešení bude pro regulační stupeň v rámci této kapitoly provedena kontrola pevnosti. Cílem bude vypočítat tahové a ohybové napětí a na základě těchto dvou hodnot zjistit celkové namáhání. Důležitým výstupem bude také velikost axiální síly působící na oběžné lopatky. Výsledná axiální síla bude dále v této práci započítána do celkové axiální síly působící na turbínu za účelem návrhu vyrovnávacího pístu. Postup výpočtu probíhá v souladu s metodikami popsány v [10].

Nejdříve je třeba určit počet ostříknutých lopatek, přičemž výsledek je nutné zaokrouhlit na celé číslo směrem nahoru:

$$z_o = \varepsilon \cdot z_R = 0,274 \cdot 136 = 37,3 \rightarrow 38 \quad (3.91)$$

Nyní je možno stanovit sílu v obvodovém směru, která působí na jednu lopatku:

$$F_u = M \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_o} = 18,056 \cdot \frac{406,6 - (-8,4)}{38} = 197,5 \text{ N} \quad (3.92)$$

Axiální síla na jednu ostříknutou lopatku:

$$F_{a1} = \frac{M \cdot (c_{1a} - c_{2a})}{z_o} + \frac{\pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2)}{z_R} \quad (3.93)$$

$$F_{a1} = \frac{18,056 \cdot (86,4 - 63,4)}{38} + \frac{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,027 \cdot 10^5 \cdot (49,2 - 48,8)}{136}$$

$$F_{a1} = 28,9 \text{ N}$$

Pro návrh vyrovnávacího pístu axiálních sil bude třeba znát celkovou axiální sílu, která působí na oběžné lopatky regulačního stupně:

$$F_a = M \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2) \quad (3.94)$$

$$F_a = 18,056 \cdot (86,4 - 63,4) + \pi \cdot 0,65 \cdot 0,027 \cdot 10^5 \cdot (49,2 - 48,8)$$

$$F_a = 2853,5 \text{ N}$$

Moment působící na oběžnou lopatku od obvodové síly:

$$M_u = F_u \cdot \frac{l_2}{2} = 197,5 \cdot \frac{0,027}{2} = 2,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.95)$$

Moment působící na oběžnou lopatku od axiální síly:

$$M_a = F_{a1} \cdot \frac{l_2}{2} = 28,9 \cdot \frac{0,027}{2} = 0,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.96)$$

Výsledný ohybový moment pak je:

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} = \sqrt{2,7^2 + 0,4^2} = 2,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.97)$$

Následně je nutné zjistit minimální ohybový modul průřezu. Ten je specifický pro každý profil. Pro profil oběžných lopatek, který byl zvolen dříve v této práci, má hodnotu:

$$W_{min} = 0,2078 \text{ cm}^3 \quad (3.98)$$

Pomocí tohoto modulu je možné vypočítat ohybové napětí v patním průřezu oběžné lopatky:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = \frac{2,7}{0,2078} = 13,0 \text{ MPa} \quad (3.99)$$

Pro výpočet celkového tahového napětí je třeba nejdříve vypočítat působící odstředivé síly. Výchozí veličinou tedy bude úhlová rychlost otáčení rotoru:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 92,8 = 583,1 \text{ rad/s} \quad (3.100)$$

Hustota materiálu lopatky není bez znalosti konkrétního materiálu známa. Budeme však uvažovat hustotu 7850 kg/m^3 . Dalším potřebným parametrem je průřez lopatky, ten je stejně jako ohybový modul průřezu součástí veličin popisujících zvolený profil v [3]. Pro zvolený profil oběžných lopatek má hodnotu:

$$S_l = 1,812 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.101)$$

Na základě těchto hodnot lze vypočítat odstředivou sílu na jednu lopatku:

$$F_{ol} = \rho \cdot S_l \cdot l_2 \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega^2 \quad (3.102)$$

$$F_{ol} = 7850 \cdot 1,812 \cdot 10^{-4} \cdot 0,027 \cdot \frac{0,65}{2} \cdot 583,1^2 = 4243,6 \text{ N}$$

K této hodnotě je ještě nutné připočítat odstředivou sílu od bandáže. Zvolená tloušťka bandáže:

$$t_b = 0,005 \text{ m} \quad (3.103)$$

Střední průměr bandáže tedy je:

$$D_{sb} = D_s + t_b = 0,650 + 0,005 = 0,655 \text{ m} \quad (3.104)$$

Odstředivá síla na jednu lopatku od bandáže:

$$F_{ob} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_{sb}^2}{2} \cdot B \cdot t_b \cdot \omega^2}{Z_R} \quad (3.105)$$

$$F_{ob} = \frac{7850 \cdot \pi \cdot \frac{0,655^2}{2} \cdot 0,025 \cdot 0,005 \cdot 583,1^2}{136} = 1625,9 \text{ N}$$

Celková odstředivá síla na jednu lopatku:

$$F_o = F_{ol} + F_{ob} = 4243,6 + 1625,9 = 5869,5 \text{ N} \quad (3.106)$$

Celkové tahové napětí působící na jednu lopatku:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S_l} = \frac{5869,5}{1,812 \cdot 10^{-4}} = 32\,392\,384 \text{ Pa} = 32,4 \text{ MPa} \quad (3.107)$$

Celkové namáhání:

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t = 2 \cdot 13 + 32,4 = 58,4 \text{ MPa} \quad (3.108)$$

3.4 SHRUTÍ A ZHODNOCENÍ NÁVRHU REGULAČNÍHO STUPNĚ

V této kapitole byl proveden návrh regulačního stupně ve formě A-kolo se zvoleným stupněm reakce 0,03. Návrh byl rozdělen na dvě části, a to předběžný a detailní návrh. V předběžném návrhu byl nejprve zvolen střední průměr regulačního stupně na hodnotu 0,65 m, dále pak obvodová rychlost o velikosti 190 m/s. Z těchto dvou údajů vyplynuly otáčky celé turbíny 5568 min^{-1} . Dále byl zvolen rychlostní poměr u/c_{iz} . Velikost tohoto poměru je 0,44, byla zvolena s ohledem na maximální účinnost a optimální tvar rychlostních trojúhelníků stupně.

V rámci předběžného výpočtu byl dále stanoven izentropický entalpický spád na stupeň a tlaková úroveň na konci expanze. Důležitým výstupem byla také délka rozváděcích lopatek, která je 24 mm. Závěrem předběžného návrhu byla vypočítána předběžná termodynamická účinnost a předběžný vnitřní výkon.

Během detailní části návrhu byly zjištěny jednotlivé výstupní rychlosti a byly vytvořeny rychlostní trojúhelníky. Dále byly určeny konkrétní profily statorových a rotorových lopatek. Došlo také k vyjádření jednotlivých ztrát ve stupni. Výsledná vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně je 77,3 %. Regulační stupeň má výkon 1288,2 kW a jeho tlakové číslo je 5,14, je tedy namáhán optimálně. Posledním bodem detailního návrhu bylo určení koncového bodu expanze, zejména koncové statické entalpie, která bude výchozí entalpií pro návrh přetlakové části turbíny.

Reálnost navrženého řešení byla ověřena pevnostním výpočtem, kdy bylo vypočteno ohybové napětí v patním průřezu jedné lopatky na 13 MPa, celkové tahové napětí se zahrnutím odstředivé síly působící na lopatku a odstředivé síly působící na bandáž dosáhlo hodnoty 32,4 MPa. Celkové namáhání pak je 58,3 MPa. Všechna tato napětí jsou menší než udávané doporučené maximální hodnoty (20 MPa pro ohybové, 40 MPa pro tahové, pro celkové napětí při dané teplotě cca 160 MPa). V rámci pevnostního výpočtu byla také stanovena celková axiální síla působící na rotorovou řadu lopatek v regulačním stupni. Velikost této síly je 2853,5 N, bude použita dále v této práci při návrhu vyrovnávacího pístu axiálních sil. [10]

4 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI TURBÍNY

V této a následující kapitole bude proveden návrh stupňové části turbíny. Jak již bylo zmíněno v kapitole 1, tak pro stupňovou část parní turbíny v rámci této práce bude zvoleno přetlakové lopatkování. Tato kapitola se bude pak zabývat předběžným návrhem, jehož cílem je zejména stanovení počtu stupňů v dané části turbíny, orientační volba geometrie první a poslední lopatkové řady, dále pak bude vypočítána na základě ztrát předběžná vnitřní termodynamická účinnost a vnitřní výkon.

Na tyto hodnoty bude navázáno v následující části návrhu, kde bude proveden detailní tepelný výpočet každého stupně metodou c_a/u . Zvolení této metody návrhu s sebou nese také jistá omezení během návrhového výpočtu. Proto je nutné pro tuto metodu zavést následující předpoklady:

- konstantní hmotnostní průtok skupinou stupňů,
- proudění bude sledováno po válcové ploše na středním průměru,
- stejná axiální rychlost na vstupu a výstupu ze stupně a
- symetrické rychlostní trojúhelníky (stupeň reakce roven 0,5).

Tato metoda je nejpresnější, pokud jsou dodrženy tyto předpoklady, a dále také pokud měrný objem během expanze vzrůstá pomalu a je tedy menší rozdíl mezi středními průměry prvního a posledního stupně v uvažované části turbíny. Postup a výpočet v této kapitole bude probíhat kompletně dle metodiky uvedené v [3, kap. 5.3].

4.1 POPIS POSTUPU PŘEDBĚŽNÉHO NÁVRHU

Na základě předpokladů zavedených v předchozích odstavcích je evidentní, že bude nutné turbínu rozdělit na několik částí, pro které proběhne samostatný výpočet, přičemž jednotlivé části na sebe budou navazovat. Počet celků (kuželů), na které je nutné turbínu pro předběžný návrh rozdělit, je specifický pro každou turbínu. Předně je nutné oddělit části, kde je jiný hmotnostní tok páry. Tímto se turbína navrhovaná v této práci rozdělí na 4 kužele.

Dále je třeba vzít v úvahu, že na základě výpočtu tepelného schématu je zřejmé, že mezi stavem páry za regulačním stupněm a stavem páry v prvním odběrovém bodě je poměrně velký tlakový a entalpický rozdíl. Tento první kužel tedy bude nutné rozdělit na dva. Je to především z důvodu vytvoření dvou menších celků o méně stupních a tím provést lepší optimalizaci. Také se nabízí možnost zavedení páry, která vystupuje z vyrovnávacího pístu, zpět do turbíny právě v tomto bodě. S ohledem na třetí část zadání bude rozdělen i poslední kužel na dva. Celkově tedy bude turbína rozdělena na 6 částí (kuželů), přičemž pro každý kužel proběhne předběžný návrh samostatně. Pořadí jednotlivých kuželů, stejně tak i pořadí jejich návrhu, je směrem od regulačního stupně k výstupnímu hrdlu (kužel 1 se nachází za regulačním stupněm, kužel 6 je nejbližší výstupnímu hrdlu).

Proces předběžného návrhu začíná stanovením počátečních a koncových parametrů páry. Některé z těchto parametrů byly již vypočítány v předchozích kapitolách. Počáteční parametry jsou známy buď z výpočtu stavu páry za regulačním stupněm, jak tomu je u prvního kužele, nebo se jedná o koncový stav páry v přecházejícím kuželu. Předběžný

koncový stav páry za kuželem je většinou znám z výpočtu tepelného schématu. Jinak tomu je pouze u účelově rozdělených kuželech, o kterých je řeč v předchozím odstavci. U těchto kuželů je bod rozdělení určen pomocí vhodně zvoleného tlaku páry v daném bodě, přičemž další parametry páry jsou dopočítány.

Poté, co je znám počáteční a koncový stav páry, je pomocí zvolené účinnosti vypočítán izoentropický entalpický spád na kužel. Dále je vhodně zvoleno Parsonsovo číslo, což je bezrozměrný součinitel užívaný při tomto typu návrhu přetlakového stupně. Na základě tohoto součinitele je určen poměr c_a/u , s jehož pomocí a s pomocí vhodně zvolené délky lopatek a výstupního úhlu statorové lopatky jsou určeny průměry první a poslední lopatkové řady.

V rámci předběžného návrhu je věnována pozornost vždy jen první a poslední lopatkové řadě v daném kuželu. Dalším krokem je tedy stanovení průměrů poslední lopatkové řady, čehož je opět dosaženo s pomocí Parsonsova čísla a vhodně zvolené délky lopatky a výstupního úhlu. V rámci této práce bude platit, že patní průměr první a poslední lopatkové řady bude stejný. S pomocí znalosti geometrických parametrů první a poslední lopatkové řady je nastíněna podoba průtočného kanálu. Následuje výpočet počtu stupňů v kuželu.

Dále jsou vypočítány jednotlivé ztráty v kuželu a je stanovena nejprve vnitřní účinnost a následně i vnitřní termodynamická účinnost a vnitřní výkon celého kužele. Veškeré volené parametry jsou voleny s požadavkem na co nejvyšší účinnost kužele s ohledem na optimální počet stupňů (optimální zejména z hlediska ekonomického, ale také z hlediska axiální délky kužele).

4.2 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH PRVNÍHO KUŽELE

V této kapitole bude popsán kompletní postup předběžného návrhu pro první kužel. Pro všechny další kužele platí stejný postup, proto u jejich předběžného návrhu nebude celý postup znovu napsán, ale bude pouze uvedena tabulka s výsledky.

4.2.1 VSTUPNÍ A VÝSTUPNÍ STAV PÁRY

Vstupní parametry páry do prvního kuželu jsou shodné s parametry páry za regulačním stupněm, které byly vypočítány v kapitole 3. Pro účely předběžného návrhu bude pouze zavedeno nové indexování, které koresponduje s indexováním v [3, kap. 5.3]. Oproti indexování uvedenému v literatuře bude do indexu přidána římská číslice vyjadřující číslo daného kužele. U dalších kuželů je vstupní stav páry roven výstupnímu stavu páry z předcházejícího stupně. Pro první kužel vstupní parametry tedy jsou:

$$p_{I1} = 48,8 \text{ bar} \quad (4.1)$$

$$i_{I1} = 3293,7 \text{ kJ/kg} \quad (4.2)$$

$$s_{I1} = f(p_{I1}; i_{I1}) = 6,0814 \text{ kJ/kgK} \quad (4.3)$$

$$t_{I1} = f(p_{I1}; i_{I1}) = 439,4 \text{ °C} = 712,6 \text{ K} \quad (4.4)$$

$$v_{I1} = f(p_{I1}; i_{I1}) = 0,0638 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.5)$$

Parametry páry na výstupu jsou většinou dány stavem páry v bodě odběru, který se nachází za daným kuželem. Parametry v tomto bodě jsou známy z tepelného schématu. Pro první a pátý kužel je však výjimka, protože konec kužele je vytvořen účelově v místě, kde není odběr páry z turbíny. V těchto případech bude zvolen vhodný tlak na konci expanze tak, aby bylo docíleno požadovaného počtu stupňů v kuželu nebo dle jiných požadavků.

U prvního kuželu je volba tlaku na konci expanze ovlivněna dvěma požadavky. Prvním je, aby byl rovnoměrně rozdělen počet stupňů v prostoru mezi regulačním stupněm a prvním odběrem mezi první a druhý kužel. Druhým požadavkem je zvolit tlakovou úroveň přibližně tak, aby bylo možné mezi první a druhý kužel zavést zpět do turbíny páru, která byla použita pro vyrovnávací píst axiálních sil. Zvolený tlak tedy je:

$$p_{In} = 23,0 \text{ bar} \quad (4.6)$$

Protože koncový stav páry je v tomto případě do určité míry volen pomocí výše zvolného tlaku, tak ostatní parametry budou dopočítány obdobně jako při výpočtu tepelného schématu. Izoentalpie na konci expanze:

$$i_{In\ iz} = f(p_{In}; s_{I1}) = 3079,5 \text{ kJ/kg} \quad (4.7)$$

Izoentropický spád na kužel:

$$H_{I\ iz} = i_{I1} - i_{In\ iz} = 3293,7 - 3079,5 = 214,2 \text{ kJ/kg} \quad (4.8)$$

Zvolená vnitřní termodynamická účinnost kužele:

$$\eta_{tdi} = 0,83 [-] \quad (4.9)$$

Předběžný entalpický spád na kužel:

$$H_{I\ P} = H_{I\ iz} \cdot \eta_{tdi} = 214,2 \cdot 0,83 = 177,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.10)$$

Nyní lze zjistit i ostatní parametry páry na výstupu z prvního kužele, jedná se však o předběžné hodnoty, které budou třeba v dalším postupu výpočtu. Reálný koncový bod expanze bude dopočítán v závěru předběžného návrhu kužele po zjištění skutečné vnitřní termodynamické účinnosti. Předběžné parametry páry na výstupu tedy jsou:

$$i_{In\ P} = i_{I1} - H_{I\ P} = 3293,7 - 177,8 = 3115,9 \text{ kJ/kg} \quad (4.11)$$

$$v_{In\ P} = f(p_{In}; i_{In\ P}) = 0,1183 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.12)$$

$$t_{In\ P} = f(p_{In}; i_{In\ P}) = 343,2 \text{ }^\circ\text{C} = 616,4 \text{ K} \quad (4.13)$$

Důležitým údajem je také hmotnostní tok kuželem. Za regulačním stupněm dochází k odběru páry do vyrovnávacího pístu. Hmotnostní tok je v celém prvním kuželu tedy zmenšen o toto množství (výpočet v rovnici 7.26):

$$M_I = M - M_{VP} = 18,056 - 1,015 = 17,041 \text{ kg/s} \quad (4.14)$$

4.2.2 GEOMETRICKÉ PARAMETRY A POČET STUPŇŮ

V rámci této podkapitoly budou pomocí zvoleného Parsonsova čísla, délky lopatek a zvolených výstupních úhlů zjištěny průměry první a poslední řady lopatek. Bude také stanoven počet stupňů v prvním kuželu.

Nejprve je třeba zvolit střední Parsonsovo číslo pro první kužel. Volba se dle [3] doporučuje v rozmezí 0,6 až 0,85. Výsledkem volby při spodní hranici bude kužel o méně stupních, tedy i nižší účinnosti, ale náklady na výrobu budou menší. Naopak horní hranice náleží kuželu o více stupních, vyšší účinnosti, ale také vyšší ceně. Při volbě středního Parsonsova čísla je tedy nutné najít určitý kompromis. Pro první kužel zvoleno:

$$Pa_s = 0,72 [-] \quad (4.15)$$

U první a poslední lopatkové řady se očekává pokles Parsonsova čísla oproti střednímu Parsonsovu číslu. Pro první řadu pak platí:

$$Pa_1 = (0,9 \text{ až } 0,95) \cdot Pa_s = 0,94 \cdot 0,72 = 0,68 [-] \quad (4.16)$$

Následně je třeba zvolit délku lopatky první lopatkové řady, tato volba ovlivňuje v závislosti na měrném objemu páry výsledné průměry řady. Délka první lopatky:

$$l_1 = 24 \text{ mm} \quad (4.17)$$

Dalším voleným parametrem je výstupní úhel lopatky (v tomto případě statorové). Volba je možná v rozsahu 12 až 40°, přičemž platí zásada, že tento úhel s axiální délkou turbíny postupně roste. Na prvních stupních je tedy nejmenší a na posledním stupni je největší. Pro první statorovou lopatku prvního kužele tedy volíme:

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad (4.18)$$

Na základě těchto zvolených hodnot je možné z diagramu na obrázku 4.1 zjistit poměr c_a/u . V tomto případě má velikost:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = 0,244 [-] \quad (4.19)$$

Nyní je možné přikročit k výpočtu středního průměru první lopatkové řady:

$$D_{I1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M_I \cdot v_{I1}}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} \quad (4.20)$$

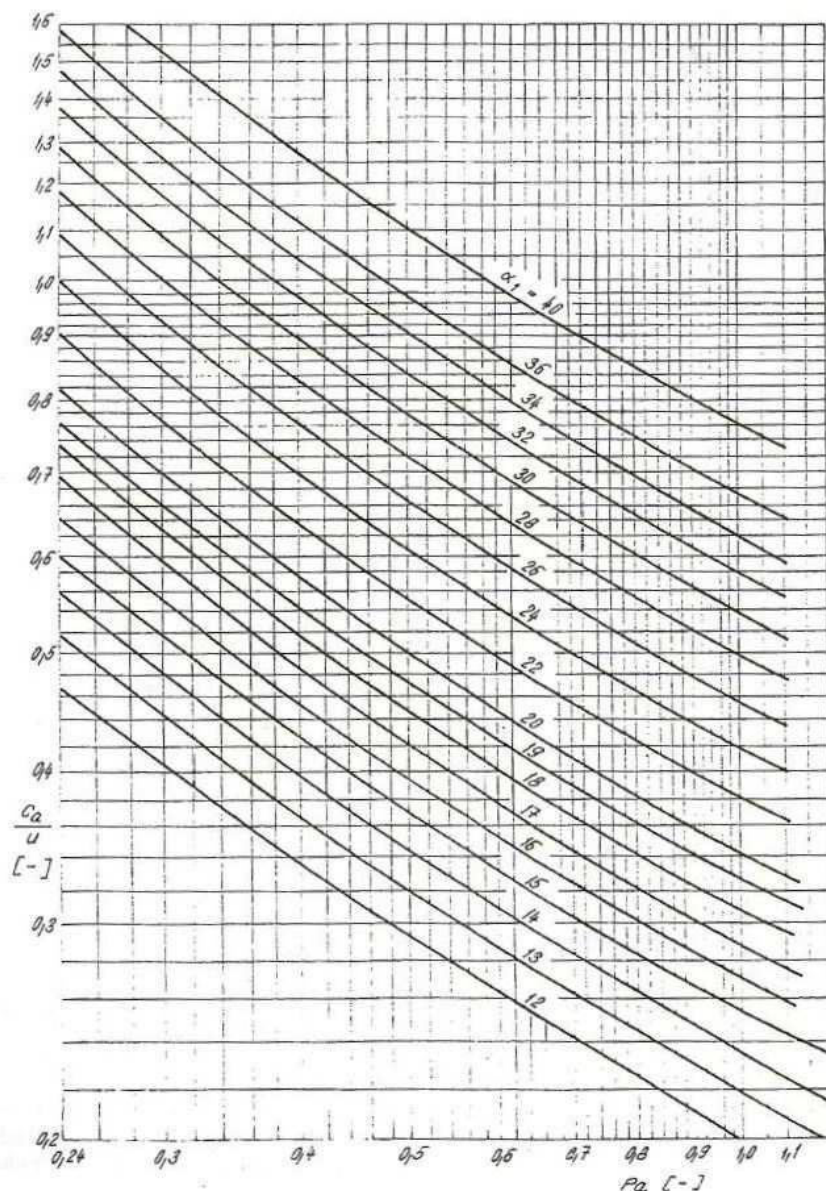
$$D_{I1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{17,041 \cdot 0,0638}{92,8 \cdot 0,024 \cdot 0,244}} = 0,4504 \text{ m}$$

Patní průměr, který je vypočítán pro první lopatkovou řadu, zůstane stejný pro celý kužel:

$$D_{I1p} = D_{I1} - l_1 = 0,4504 - 0,024 = 0,4264 \text{ m} \quad (4.21)$$

Vnější průměr první řady:

$$D_{I1v} = D_{I1} + l_1 = 0,4504 + 0,024 = 0,4744 \text{ m} \quad (4.22)$$

Obr. 4.1: Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u [3]

Rozměry první řady lopatek jsou stanoveny, obdobným způsobem proběhne stanovení rozměrů i pro poslední lopatkovou řadu (oběžné kolo posledního stupně prvního kužele). Parsonsovo číslo pro poslední řadu:

$$Pa_n = 0,94 \cdot Pa_s = 0,94 \cdot 0,72 = 0,68 [-] \quad (4.23)$$

Výstupní úhel rotorové lopatky je zvolen:

$$\alpha_n = 14^\circ \quad (4.24)$$

Poměr c_a/u dle obrázku 4.1 je:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = 0,288 [-] \quad (4.25)$$

U poslední řady se nevolí přímo délka lopatky, nýbrž je zvolen poměr délky lopatky a středního průměru. Tento poměr by měl být menší než 0,1. Pro větší hodnotu tohoto poměru je nutné zvážit zkrucované lopatky. V rámci této práce však budou uvažovány jen nezkrucované lopatky, následný výpočet pak bude mít spíše informativní charakter. Zvolený poměr:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,0773 [-] \quad (4.26)$$

Střední průměr poslední řady:

$$D_{In} = \sqrt[3]{\frac{M_I \cdot v_{InP}}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot n}} \quad (4.27)$$

$$D_{In} = \sqrt[3]{\frac{17,041 \cdot 0,1183}{\pi^2 \cdot 0,288 \cdot 0,0773 \cdot 92,8}} = 0,4624 \text{ m}$$

Délka poslední lopatky:

$$l_n = D_{In} \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,4624 \cdot 0,0773 = 0,036 \text{ m} \quad (4.28)$$

Patní průměr poslední řady musí odpovídat patnímu průměru první řady (rovnice 4.21):

$$D_{Inp} = D_{In} - l_n = 0,4624 - 0,036 = 0,4264 \text{ m} \quad (4.29)$$

Vnější průměr poslední řady:

$$D_{Inv} = D_{In} + l_n = 0,4624 + 0,036 = 0,4984 \text{ m} \quad (4.30)$$

Nyní je třeba ověřit požadavek, že obvodová rychlost na patě by neměla přesáhnout 200 m/s:

$$u_p = \pi \cdot D_{I1p} \cdot n = \pi \cdot 0,4264 \cdot 92,8 = 124,3 \text{ m/s} \quad (4.31)$$

V tomto ohledu tedy kužel vyhovuje. Závěrem je třeba vypočítat počet stupňů v kuželu. Pro to se musí nejprve stanovit střední obvodová rychlost:

$$u_s = \pi \cdot n \cdot \left(\frac{D_{I1} + D_{In}}{2}\right) = \pi \cdot 92,8 \cdot \left(\frac{0,4504 + 0,4624}{2}\right) = 133,0 \text{ m/s} \quad (4.32)$$

Výsledný počet stupňů:

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{Iiz}}{u_s^2} = \frac{0,72 \cdot 214,2 \cdot 1000}{133,0^2} = 8,71 \quad (4.33)$$

Počet potřebných stupňů pro zvolené parametry byl stanoven na 9.

4.2.3 VÝPOČET ZTRÁT A VNITŘNÍ ÚČINNOSTI KUŽELE

Účinnost turbíny je vždy zatížena ztrátami, při předběžném návrhu kužele budou uvažovány ztráty radiální mezerou, rozvějířením a vlhkostí páry. Nejprve bude vyjádřena ztráta radiální mezerou. K jejímu výpočtu je třeba určit tolerance radiální vůle⁸. Pro vypočítanou radiální vůli budou mít velikost (pro první a poslední řadu lopatek):

$$x_1 = 0,2 \text{ mm} \quad (4.34)$$

$$x_n = 0,2 \text{ mm} \quad (4.35)$$

Radiální vůle pak jsou:

$$k_1 = \frac{D_{I1v}}{1000} + x_1 = \frac{0,4744}{1000} + 0,2 = 0,7 \text{ mm} \quad (4.36)$$

$$k_n = \frac{D_{Inv}}{1000} + x_n = \frac{0,4984}{1000} + 0,2 = 0,7 \text{ mm} \quad (4.37)$$

Poměrné ztráty radiální mezerou pro první a poslední lopatkovou řadu:

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,7}{24} \cdot 4,5 = 0,188 [-] \quad (4.38)$$

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,7}{36} \cdot 4,5 = 0,125 [-] \quad (4.39)$$

Střední ztráta radiální mezerou:

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} = \frac{0,188 + 0,125}{2} = 0,156 [-] \quad (4.40)$$

Další ztrátou je poměrná ztráta rozvějířením, pro první a poslední řadu má velikost:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_{I1}} \right)^2 = \left(\frac{0,024}{0,4504} \right)^2 = 0,001 [-] \quad (4.41)$$

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_n}{D_{In}} \right)^2 = \left(\frac{0,036}{0,4624} \right)^2 = 0,003 [-] \quad (4.42)$$

Střední poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} = \frac{0,001 + 0,003}{2} = 0,002 [-] \quad (4.43)$$

Poslední uvažovanou ztrátou je ztráta vlhkostí páry. Vlhkost páry je sice v této části turbíny nulová. Není však nulová v celé turbíně a bude nutné ji započítat u posledních kuželů. Proto bude proveden ukázkový výpočet i pro první kužel. Pára před prvním kuželem a za ním je v přehřátém stavu, proto je zvolena hodnota suchosti:

$$x_1 = 1 [-] \quad (4.44)$$

$$x_n = 1 [-] \quad (4.45)$$

⁸Tyto vůle jsou stanoveny z tabulky 5.4 na straně 43 v [3].

Poměrná ztráta vlhkostí páry pro jeden stupeň, H_x je entalpický spád části expanze v mokré páře. V tomto případě je rovný nule. Poměrná ztráta tedy je:

$$\xi_x = \left(1 - \frac{1 + x_n}{2}\right) \cdot \frac{H_x}{H_{iz}} = \left(1 - \frac{1 + 1}{2}\right) \cdot \frac{0}{214,2} = 0 [-] \quad (4.46)$$

Před výpočtem vnitřní účinnosti kužele je ještě nutné stanovit součinitel zpětného využití ztrát (tzv. reheat faktor). Pro jeho výpočet doplníme teplotu na konci izoentropické expanze:

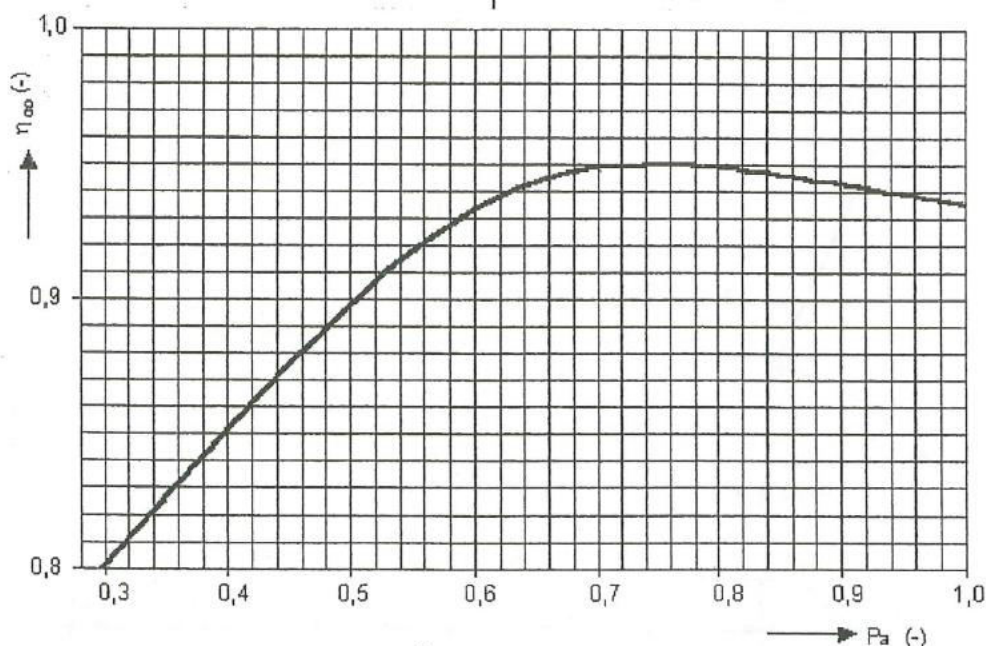
$$t_{n\ iz} = fce(p_{In}; s_{I1}) = 327,3\ ^\circ\text{C} \quad (4.47)$$

Reheat faktor:

$$(1 + f) = 1 + \frac{z - 1}{z} \cdot (1 - \eta_i^{sč}) \cdot \frac{t_{I1} - t_{n\ iz}}{T_{I1} - T_{In}} \quad (4.48)$$

$$(1 + f) = 1 + \frac{9 - 1}{9} \cdot (1 - 0,83) \cdot \frac{439,4 - 327,3}{712,6 - 616,4} = 1,013 [-]$$

Posledním neznámým prvkem pro výpočet vnitřní účinnosti je obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku. Tu lze odečíst z obrázku 4.2 na základě již známého středního Parsonsova čísla.



Obr. 4.2: Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku [3]

Z grafu bylo odečteno:

$$\eta_{\infty} = 0,95 [-] \quad (4.49)$$

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování se zanedbáním ztráty výstupní rychlosti:

$$\eta_i = \eta_{\infty} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \quad (4.50)$$

$$\eta_i = 0,95 \cdot (1 + 0,013) \cdot (1 - 0,156 - 0,002 - 0) = 0,81 [-]$$

4.2.4 VNITŘNÍ VÝKON KUŽELE

V poslední části předběžného návrhu prvního kužele bude vypočítána vnitřní termodynamická účinnost a následně i vnitřní výkon této části turbíny. Nejprve je nutné stanovit skutečnou entalpii na výstupu:

$$i_{In\ skut} = i_{I1} - H_{I\ iz} \cdot \eta_i = 3293,7 - 214,2 \cdot 0,81 = 3120,3 \text{ kJ/kg} \quad (4.51)$$

Měrný objem na výstupu:

$$v_{In\ skut} = f(p_{In}; i_{In\ skut}) = 0,1187 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.52)$$

Axiální výstupní rychlost:

$$c_{an} = \frac{M_I \cdot v_{In\ skut}}{\pi \cdot D_{In} \cdot l_n} = \frac{17,041 \cdot 0,1187}{\pi \cdot 0,4624 \cdot 0,036} = 38,7 \text{ m/s} \quad (4.53)$$

Absolutní výstupní rychlost:

$$c_{2n} = c_{an} \cdot \sqrt{\left[\cotg(\alpha_{1n}) - \left(\frac{u}{c_a} \right)_n \right]^2 + 1} \quad (4.54)$$

$$c_{2n} = 38,7 \cdot \sqrt{\left[\cotg(14^\circ) - \frac{1}{0,288} \right]^2 + 1} = 43,9 \text{ m/s}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{43,9^2}{2} = 965,2 \text{ J/kg} \approx 1,0 \text{ kJ/kg} \quad (4.55)$$

Výsledný entalpický spád na první kužel se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí:

$$H_I = H_{I\ iz} \cdot \eta_i - z_c = 214,2 \cdot 0,81 - 1 = 172,5 \text{ kJ/kg} \quad (4.56)$$

Výsledná vnitřní termodynamická účinnost pro navrhnutý kužel:

$$\eta_{tdi} = \frac{H_I}{H_{I\ iz}} = \frac{172,5}{214,2} = 0,805 \text{ [-]} \quad (4.57)$$

Vnitřní výkon navrhnutého kužele pak je:

$$P_{Ii} = H_I \cdot M_I = 172,5 \cdot 17,041 = 2938,9 \text{ kW} \quad (4.58)$$

Tímto byl dokončen předběžný návrh prvního kužele. Stejný postup bude aplikován i pro dalších pět kuželů. Skutečné hodnoty výkonu a ostatních veličin však budou známy až po detailním návrhu. Předběžný návrh slouží jen jako podklad pro detailní návrh. Směrodatným údajem pro detailní návrh bude zejména počet stupňů a některé geometrické vlastnosti.

Byl navrhnut kužel o 9 stupních, vnitřní termodynamické účinnosti 80,5 % a o předběžném vnitřním výkonu 2938,9 kW.

4.3 SHRUTÍ VÝSLEDKŮ PRO DALŠÍ KUŽELE

V této podkapitole budou do tabulky zaneseny výsledky návrhu dalších kuželů turbíny. Postup výpočtu je stejný jako u prvního kužele, jehož návrh byl proveden v předchozí kapitole.

Tab. 4.1: Shrnutí výsledků předběžného návrhu pro kužele 1 až 3

Veličina	Značka	Jednotka	Kužel 1	Kužel 2	Kužel 3
Parametry páry na vstupu:					
Tlak	p_1	bar	48,78	23,00	6,74
Entalpie	i_1	kJ/kg	3293,7	3120,3	2874,6
Entropie	s_1	kJ/kgK	6,8014	6,8683	6,9664
Teplota	t_1	°C	439,4	345,1	212,6
Měrný objem	v_1	m ³ /kg	0,0638	0,1187	0,3218
Hmotnostní tok	M	kg/s	17,041	18,056	16,980
Parametry páry na výstupu:					
Tlak	p_n	bar	23,00	6,74	1,46
Izoentalpie	$i_{n\ iz}$	kJ/kg	3079,5	2827,9	2590,1
Izoentropický	H_{iz}	kJ/kg	214,2	292,3	284,5
Účinnost	η_{tdi}	-	0,830	0,83	0,84
Entalpický spád	H	kJ/kg	177,8	242,6	239,0
Entalpie	i_n	kJ/kg	3115,9	2877,6	2635,6
Měr. objem	v_n	m ³ /kg	0,1183	0,3229	1,1585
Teplota	t_n	°C	343,2	214,0	110,6
Geometrie 1. řady:					
Střední Parsons	Pa_s	-	0,72	0,64	0,66
Parsons 1. řada	Pa_1	-	0,677	0,602	0,620
Délka lopatky	l_1	m	0,024	0,028	0,052
Výstupní úhel	α_1	°	12	14	16
Poměr c_a/u	c_a/u	-	0,244	0,311	0,349
Střední průměr	D_1	m	0,4504	0,5184	0,5734
Patní průměr	D_p	m	0,4264	0,4904	0,5214
Vnější průměr	D_v	m	0,4744	0,5464	0,6254
Geometrie poslední řady a počet stupňů:					
Parsonsovo číslo	Pa_n	-	0,677	0,602	0,627
Poměr l/D	l/d	-	0,0773	0,1088	0,2071
Výstupní úhel	α_n	°	14	16	17
Poměr c_a/u	c_a/u	-	0,288	0,351	0,365
Střední průměr	D_1	m	0,4624	0,5504	0,6574
Patní průměr	D_p	m	0,4264	0,4904	0,5214
Vnější průměr	D_v	m	0,4984	0,6104	0,7934
Patní obv. rychlost	u_p	m/s	124,3	143,0	152,0

Střední ob. rychlost	u_s	m/s	133,0	155,8	179,4
Počet stupňů	z	-	9	8	6
Ztráty a vnitřní účinnost:					
Tolerance radiální vůle (1. stupeň)	x_1	mm	0,2	0,2	0,3
Tolerance radiální vůle (posl. stupeň)	x_n	mm	0,2	0,2	0,3
Radiální vůle (1. stupeň)	k_1	mm	0,7	0,7	0,9
Radiální vůle (posl. stupeň)	k_n	mm	0,7	0,8	1,1
Poměrná ztráta radiální mezerou (1°)	ξ_{k1}	-	0,188	0,161	0,104
Poměrná ztráta radiální mezerou (p°)	ξ_{kn}	-	0,125	0,083	0,046
Střední ztráta radiální mezerou	ξ_k	-	0,156	0,122	0,075
Poměrná ztráta rozvějířením (1°)	ξ_{v1}	-	0,001	0,001	0,004
Poměrná ztráta rozvějířením (p°)	ξ_{vn}	-	0,003	0,006	0,021
Střední poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	-	0,002	0,004	0,013
Vlhkost na vstupu	x_1	-	1	1	1
Vlhkost na výstupu	x_2	-	1	1	0,97
Poměrná ztráta vlhkostí páry	ξ_x	-	0	0	0,013
Teplota po izoentropické expanzi	t_{2iz}	$^\circ\text{C}$	327,3	191,7	110,6
Reheat faktor	f	-	0,0127	0,0207	0,0156
Účinnost pro nekonečnou délku lopatky	η_∞	-	0,950	0,941	0,945
Vnitřní účinnost	η_i	-	0,810	0,841	0,863
Konečný stav a výkon:					
Entalpie na výstupu	i_n	kJ/kg	3120,3	2874,6	2629,0
Měrný objem na výstupu	v_n	m^3/kg	0,1187	0,3218	1,1550
Axiální výstupní rychlost	c_{an}	m/s	38,7	56,0	69,8
Absolutní výstupní rychlost	c_{2n}	m/s	44,0	66,5	79,1
Ztráta výstupní rychlostí	z_c	kJ/kg	1,0	2,2	3,1
Skutečný entalpický spád	H_{skut}	kJ/kg	172,5	243,5	242,4
Vnitřní termodynamická účinnost	η_{tdi}	-	0,805	0,833	0,852
Vnitřní výkon	P_i	kW	2938,9	4396,5	4116,1

Druhá část tabulky pro kužele 4 až 6:

Tab. 4.2: Shrnutí výsledků předběžného návrhu pro kužele 4 až 6

Veličina	Značka	Jednotka	Kužel 4	Kužel 5	Kužel 6
Parametry páry na vstupu:					
Tlak	p_1	bar	1,46	0,42	0,21
Entalpie	i_1	kJ/kg	2629,0	2466,3	2385,4
Entropie	s_1	kJ/kgK	7,0679	7,1574	7,2160
Teplota	t_1	°C	110,6	77,3	61,1
Měrný objem	v_1	m ³ /kg	1,1550	3,4957	6,6066
Hmotnostní tok	M	kg/s	15,942	14,966	14,966
Parametry páry na výstupu					
Tlak	p_n	bar	0,42	0,21	0,07
Izoentalpie	$i_{n\ iz}$	kJ/kg	2435,0	2365,8	2248,0
Izoentropický	H_{iz}	kJ/kg	194,1	100,5	137,4
Účinnost	η_{tdi}	-	0,83	0,83	0,83
Entalpický spád	H	kJ/kg	161,1	83,4	114,0
Entalpie	i_n	kJ/kg	2468,0	2382,9	2271,3
Měr. objem	v_n	m ³ /kg	3,4984	6,5989	17,066
Teplota	t_n	°C	77,3	61,1	40,0
Geometrie 1. řady:					
Střední Parsons	Pa_s	-	0,83	0,80	0,83
Parsons 1. řada	Pa_1	-	0,7885	0,7600	0,7802
Délka lopatky	l_1	m	0,135	0,181	0,245
Výstupní úhel	α_1	°	17	23	27
Poměr c_a/u	c_a/u	-	0,327	0,457	0,550
Střední průměr	D_1	m	0,6748	0,8310	0,8951
Patní průměr	D_p	m	0,5398	0,6500	0,6501
Vnější průměr	D_v	m	0,8098	1,0120	1,1401
Geometrie poslední řady a počet stupňů:					
Parsonsovo číslo	Pa_n	-	0,7885	0,76	0,7802
Poměr l/D	l/d	-	0,3047	0,2751	0,3812
Výstupní úhel	α_n	°	22	27	31
Poměr c_a/u	c_a/u	-	0,428	0,545	0,630
Střední průměr	D_1	m	0,7758	0,8960	1,0511
Patní průměr	D_p	m	0,5398	0,6500	0,6501
Vnější průměr	D_v	m	1,0118	1,1420	1,4521
Patní obv. rychlost	u_p	m/s	157,4	189,5	189,5
Střední obv. rychlost	u_s	m/s	211,5	251,7	283,7
Počet stupňů	z	-	4	1	1
Ztráty a vnitřní účinnost:					
Tolerance radiální vůle (1. stupeň)	x_1	mm	0,2	0,3	0,3
Tolerance radiální vůle (posl. stupeň)	x_n	mm	0,2	0,3	0,3

Radiální vůle (1. stupeň)	k_1	Mm	1,0	1,3	1,4
Radiální vůle (posl. stupeň)	k_n	Mm	1,2	1,4	1,8
Poměrná ztráta radiální mezerou (1°)	ξ_{k1}	-	0,043	0,040	0,031
Poměrná ztráta radiální mezerou (p°)	ξ_{kn}	-	0,029	0,031	0,024
Střední ztráta radiální mezerou	ξ_k	-	0,036	0,035	0,027
Poměrná ztráta rozvějířením (1°)	ξ_{v1}	-	0,020	0,024	0,037
Poměrná ztráta rozvějířením (p°)	ξ_{vn}	-	0,046	0,038	0,073
Střední poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	-	0,033	0,031	0,055
Vlhkost na vstupu	x_1	-	0,97	0,93	0,90
Vlhkost na výstupu	x_2	-	0,93	0,90	0,87
Poměrná ztráta vlhkostí páry	ξ_x	-	0,051	0,086	0,111
Teplota po izoentropické expanzi	t_{2iz}	$^\circ\text{C}$	77,3	61,1	40,0
Reheat faktor	f	-	0,0058	0,0000	0,0000
Účinnost pro nekonečnou délku lopatky	η_∞	-	0,947	0,949	0,947
Vnitřní účinnost	η_i	-	0,838	0,805	0,764
Konečný stav a výkon:					
Entalpie na výstupu	i_n	kJ/kg	2466,3	2385,4	2280,3
Měrný objem na výstupu	v_n	m^3/kg	3,4957	6,6066	17,139
Axiální výstupní rychlost	c_{an}	m/s	97,0	142,8	193,7
Absolutní výstupní rychlost	c_{2n}	m/s	97,8	144,0	194,3
Ztráta výstupní rychlostí	z_c	kJ/kg	4,8	10,4	18,9
Skutečný entalpický spád	H_{skut}	kJ/kg	157,9	70,6	86,2
Vnitřní termodynamická účinnost	η_{tdi}	-	0,814	0,702	0,627
Vnitřní výkon	P_i	kW	2517,6	1056,4	1289,4

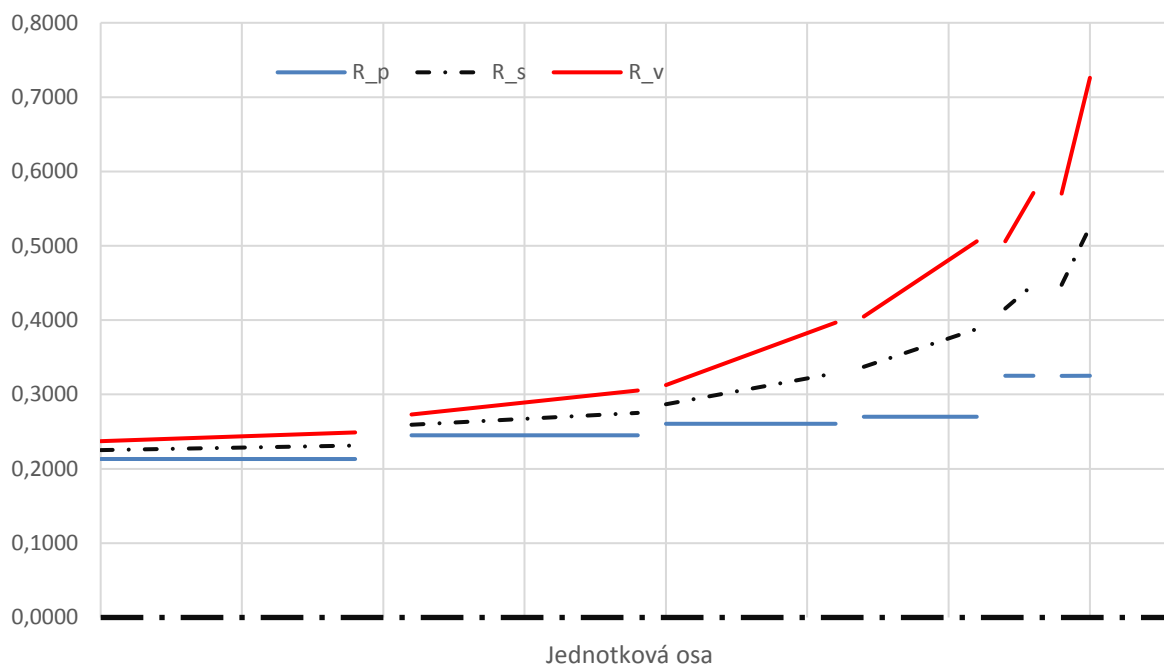
4.4 SHRUTÍ PŘEDBĚŽNÉHO NÁVRHU

V rámci této kapitoly proběhl předběžný návrh stupňové části parní turbíny. Návrh byl proveden pro celkem 6 kuželů, na které byla stupňová část turbíny rozdělena. Byl vždy stanoven počet stupňů v daném kuželu, dále pak průměry, výstupní úhly a předběžné orientační délky lopatek první a poslední řady. Rovněž byly vyjádřeny ztráty, účinnosti a vnitřní výkon kužele.

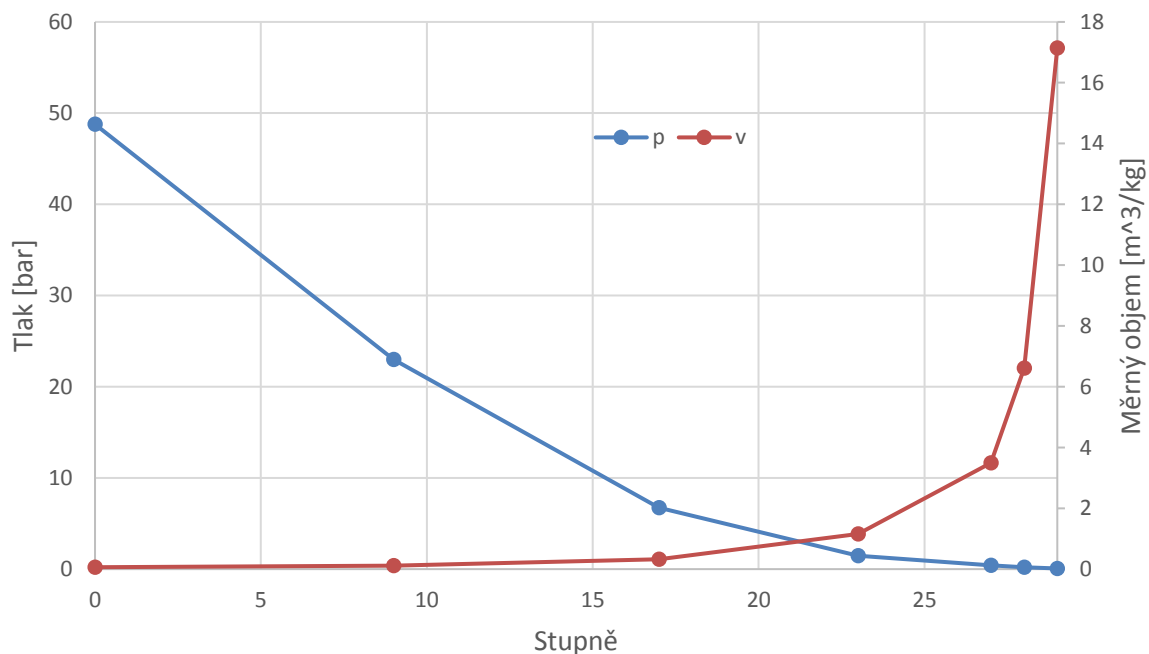
Předběžný návrh vycházel z parametrů páry za regulačním stupněm a z parametrů páry v jednotlivých odběrových bodech, které byly stanoveny v rámci výpočtu tepelného schématu. Na základě výsledků předběžného návrhu bylo možné vytvořit předběžné schéma průtočného kanálu (viz obrázek 4.3), kdy bylo využito vypočítaných průměrů a délek lopatek. Do schématu jsou vyneseny vždy patní, střední a vnější poloměr. Poloměr je zde zvolen účelně pro lepší znázornění průběhu průtočného kanálu. Axiální délka jednotlivých kuželů v diagramu je dána počtem stupňů v daném kuželu, nikoli skutečnou axiální délkou.

Dále byly vytvořeny průběhy tlaku a měrného objemu po délce turbíny (obrázek 4.4). Tato schémata vychází jen z parametrů první a poslední lopatkové řady daného stupně, proto jejich dílčí průběhy mají lineární charakter. Tyto grafy budou znovu uvedeny po detailním návrhu, kdy budou známy parametry všech stupňů. Výsledkem předběžného návrhu

je stupňová část s rozdělením počtu stupňů 9-8-6-4-1-1. Celkový počet stupňů je 29, tedy 58 lopatkových řad. Předběžný výkon stupňové části je daný součtem jednotlivých vnitřních výkonů a je 16 314,8 kW.



Obr. 4.3: Předběžné schéma průtočného kanálu



Obr. 4.4: Průběh tlaku a měrného objemu ve stupňové části na základě předběžného návrhu

5 TEPELNÝ VÝPOČET STUPŇOVÉ ČÁSTI

Tato část se bude zabývat detailním návrhem průtočné části. Návrh bude probíhat na základě metody c_d/u . Předpoklady pro použití této metody byly uvedeny v úvodu předchozí kapitoly. Během výpočtu budou využity údaje vypočtené v předcházejících kapitolách, zejména pak z kapitoly 4, kde byl zjištěn počet stupňů v každém kuželu a základní geometrická charakteristika stupně. Základní princip výpočtu vychází z popisu metody uvedené v [3] a konkrétní výpočtové kroky byly převzaty z [11].

5.1 POPIS POSTUPU DETAILNÍHO NÁVRHU

Na rozdíl od předběžného návrhu již v detailním návrhu nebude postupováno po kuželech, nýbrž budou propočítány parametry každého stupně. U všech lopatkových řad budou navrženy délky lopatek a velikosti výstupních úhlů. Patní průměry budou převzaty z předběžného návrhu. Bude tedy stanovena základní geometrie každého stupně a budou také vypočteny stavy páry před a za každou lopatkovou řadou. Jedním z výstupů budou veličiny charakterizující daný stupeň, tímto je myšleno například Parsonsovo číslo, účinnost, tlakové číslo nebo stupeň reakce daného stupně. Bude také vypočtena axiální síla na každou oběžnou řadu lopatek, tuto sílu bude třeba znát pro návrh vyrovnávacího pístu.

Dalším rozdílem je, že detailní návrh probíhá v opačném směru než návrh předběžný. Výpočet bude začínat u poslední lopatkové řady turbíny a bude se postupovat směrem k regulačnímu stupni. Poslední vypočítanou řadou tedy bude první řada prvního kužele z předešlé kapitoly. Kromě požadovaných parametrů každého stupně je tedy nutné také dodržet stav páry v každém odběru tak, aby byl stejný jako v tepelném schématu. Stejně tak stav páry před prvním stupněm, který bude vypočítán v detailním návrhu, musí odpovídat koncovému bodu expanze v regulačním stupni. Z tohoto důvodu bude mít výpočet iterativní charakter.

Po optimalizaci návrhu dle těchto požadavků budou také vypočteny rychlosti v jednotlivých stupních, jejich zatížení a stupeň reakce. Výstupem budou také celkové vlastnosti turbíny, kde budou uvedeny základní parametry celé navrhované parní turbíny.

5.2 VÝPOČET JEDNOHO STUPNĚ

Stejně jako v kapitole 4, tak i zde bude postup výpočtu ilustrován pomocí ukázkového výpočtu. V tomto případě to bude výpočet pro poslední stupeň. Pro tento stupeň bude proveden podrobný výpočet krok po kroku, stejný postup bude proveden i pro další stupně, avšak z důvodu velké rozsáhlosti budou pro další řady v této práci uvedeny jen vybrané veličiny, které jsou pro danou řadu charakteristické. Nebudou proto uvedeny výsledky všech dílčích výpočtů, ale budou uvedeny všechny volené parametry a vybrané výsledky.

5.2.1 VOLBA A REKAPITULACE VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO ROTOR

Detailní tepelných výpočet přetlakové části spočívá ve volbě vhodných výchozích parametrů tak, aby bylo dosaženo požadovaných vlastností navrhnutého stupně. Vstupních hodnot je několik. Jednou z nich je patní průměr, ten nebude volen, ale bude přebrán z předběžného výpočtu, v rámci detailního návrhu může být jeho hodnota zaokrouhlena na celé milimetry. Stále platí požadavek, že patní průměr bude stejný v rámci jedné části (kuželu) turbíny.

Další veličinou, která bude použita z předběžného návrhu, je hmotnostní tok v dané části turbíny. Ten je výsledkem výpočtu tepelného schématu. Jen hmotnostní tok v první části je ovlivněn odběrem páry pro vyrovnávací píst.

Volenými hodnotami v rámci detailního výpočtu je zejména délka lopatek a výstupní úhel z dané řady. Volbou těchto dvou hodnot bude dosaženo optimalizace návrhu. Tato volba však není úplně volná, je totiž ovlivněna několika zásadami. Předně platí, že zvolené hodnoty pro první a poslední lopatkovou řadu kužele by se měly pohybovat v okolí hodnot stanovených pro tyto řady v předběžném návrhu. Nemusí být úplně stejné, ale měla by být dodržena základní koncepce stanovená v předběžném návrhu. Dále platí, že délka lopatky pro každou další řadu v části turbíny se stejným patním průměrem musí mít stoupající trend. Podobný požadavek je i na výstupní úhel, jeho velikost by měla postupně růst a největší by tedy měla být na posledním stupni turbíny.

Na základě patního průměru a délky lopatky jsou pak určeny střední a vnější průměr dané řady. Vstupem pro detailní výpočet je i stav páry za posledním stupněm, jedná se totiž o výchozí stav páry pro detailní návrh. Veličinami, které do detailního návrhu nevstupují přímo, ale ovlivňují ho, jsou parametry páry v jednotlivých odběrech a za regulačním stupněm. Nyní již bude přikročeno k výpočtu. V rámci této podkapitoly bude provedena volba jen pro poslední lopatkovou řadu (oběžné kolo posledního stupně), pro satorovou řadu lopatek budou tyto hodnoty zvoleny v dalších podkapitolách.

Patní průměr z předběžného návrhu pro rotorovou:

$$D_{p2} = 0,650 \text{ m} \quad (5.1)$$

Zvolená délka lopatky:

$$l_2 = 0,370 \text{ m} \quad (5.2)$$

Střední průměr lopatkové řady:

$$D_{s2} = D_{p2} + l_2 = 0,650 + 0,370 = 1,020 \text{ m} \quad (5.3)$$

Vnější průměr lopatkové řady:

$$D_{v2} = D_{p2} + 2 \cdot l_2 = 0,650 + 2 \cdot 0,370 = 1,390 \text{ m} \quad (5.4)$$

Zvolený výstupní úhel:⁹

$$\beta_2 = 31,0^\circ \quad (5.5)$$

⁹Označení výstupního úhlu se liší podle toho, zda se jedná o rotorovou nebo satorovou řadu lopatek. V rámci shrnutí výsledků v následujících kapitolách však bude tento úhel označen α i pro rotorové lopatky.

Hmotnostní tok:

$$M = 14,966 \text{ kg/s} \quad (5.6)$$

Jak již bylo zmíněno, tak vstupními hodnotami jsou parametry páry na výstupu z turbíny:

$$p_2 = 0,07 \text{ bar} \quad (5.7)$$

$$i_2 = 2261,5 \text{ kJ/kg} \quad (5.8)$$

$$v_2 = 16,9857 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (5.9)$$

$$x_2 = f(p_2; i_2) = 0,87 [-] \quad (5.10)$$

Potřebné hodnoty jsou určeny, nyní je možné přikročit k samotnému výpočtu posledního stupně.

5.2.2 STANOVENÍ IZOENTROPICKÉHO SPÁDU NA ROTOR

V postupu detailního návrhu je nejdříve třeba zjistit izoentropický spád na rotorovou řadu lopatek. K tomu vede následující postup. Nejprve se vypočítá axiální průtočná plocha:

$$S_{a2} = \pi \cdot D_2 \cdot l_2 = \pi \cdot 1,020 \cdot 0,370 = 1,186 \text{ m}^2 \quad (5.11)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n = \pi \cdot 1,020 \cdot 92,8 = 297,4 \text{ m/s} \quad (5.12)$$

Axiální rychlost páry:

$$c_{a2} = \frac{M \cdot v_2}{S_{a2}} = \frac{14,966 \cdot 16,9857}{1,186} = 214,4 \text{ m/s} \quad (5.13)$$

Průtokový součinitel:

$$\frac{c_{a2}}{u_2} = \frac{214,4}{297,4} = 0,721 [-] \quad (5.14)$$

Nyní je třeba zjistit rychlostní součinitel. To bude učiněno z diagramu na obrázku 3.5. Zjištěná hodnota je již výsledkem iteračního procesu, protože ke zjištění rychlostního součinitele z uvedeného obrázku je nutná znalost ohnutí proudu. Tato hodnota ale zatím dle doposud uvedeného postupu není známa, proto byl při výpočtu tento součinitel nejprve zvolen a následně byla iteračním postupem zjištěna následující velikost rychlostního součinitele pro rotor:

$$\Psi = 0,978 [-] \quad (5.15)$$

Ztrátový součinitel pro rotor:

$$\lambda = \frac{1}{\Psi^2} - 1 = \frac{1}{0,978^2} - 1 = 0,05 [-] \quad (5.16)$$

Parsonsovo číslo pro rotorovou řadu:

$$Pa_2 = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2(\beta_2)} \cdot \left(\frac{c_{a2}}{u_2}\right)^2 + \frac{2}{\tan(\beta_2)} \cdot \frac{c_{a2}}{u_2} - 1} \quad (5.17)$$

$$Pa_2 = \frac{1}{\frac{0,05}{\sin^2(31^\circ)} \cdot (0,721)^2 + \frac{2}{\tan(31^\circ)} \cdot 0,721 - 1} = 0,67 [-]$$

Izoentropický spád na stupeň pak přibližně je:

$$H_{iz}^{ST} = \frac{u_2^2}{Pa_2} = \frac{297,4^2}{0,67 \cdot 1000} = 131,7 \text{ kJ/kg} \quad (5.18)$$

Za předpokladu stupně reakce 0,5 dostaneme následující izoentropický spád na rotor:

$$H_{iz}^R = \frac{H_{iz}^{ST}}{2} = \frac{131,7}{2} = 65,8 \text{ kJ/kg} \quad (5.19)$$

5.2.3 VNITŘNÍ ÚČINNOST STUPNĚ

Pro další postup návrhu, kdy budou zjišťovány parametry páry před stupněm pomocí výpočtu účinnosti a entalpického spádu, bude nutné nejprve zjistit ztráty v rotorové řadě. Výpočet ztrát proběhne dle stejného postupu jako u předběžného návrhu s tou výjimkou, že nakonec nebude počítána střední hodnota, ale bude vypočítána ztráta pro každou lopatkovou řadu zvlášť. Nejprve bude stanovena poměrná ztráta radiální mezerou.

Tolerance radiální vůle v lopatkování dle tab. 5.4 v [3]:

$$x_2 = 0,3 \text{ mm} \quad (5.20)$$

Radiální vůle:

$$k_2 = \frac{D_{v2}}{1000} + x_2 = \frac{1390}{1000} + 0,3 = 1,7 \text{ mm} \quad (5.21)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_{k2} = \frac{0,3 + k_2}{l_2} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,7}{0,370 \cdot 1000} \cdot 4,5 = 0,0243 [-] \quad (5.22)$$

Další je poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_{v2} = \left(\frac{l_2}{D_{s2}}\right)^2 = \left(\frac{0,370}{1,020}\right)^2 = 0,0658 [-] \quad (5.23)$$

Protože zatím není znám stav páry před stupněm, tak není možné stanovit ztrátu vlhkostí páry, pro předběžný výpočet stavu před stupněm tedy bude tato ztráta prozatím zanedbána. Určená obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku z obrázku 4.2 je:

$$\eta_\infty = 0,945 [-] \quad (5.24)$$

Předběžná vnitřní účinnost stupně (dosazené poměrné ztráty statoru budou vypočítány v následujících kapitolách). Do tohoto výpočtu byla zpětně dosazena i ztráta vlhkostí páry pro větší přesnost výpočtu:

$$\begin{aligned}\eta_i &= \eta_\infty \cdot (1 - \xi_{k1} - \xi_{k2} - \xi_{v1} - \xi_{v2} - \xi_x) \\ \eta_i &= 0,945 \cdot (1 - 0,0306 - 0,0243 - 0,0419 - 0,0658) = 0,678 [-]\end{aligned}\quad (5.25)$$

Předběžný entalpický spád na stupeň:

$$H^{ST} = H_{iz}^{ST} \cdot \eta_i = 131,7 \cdot 0,791 = 89,3 \text{ kJ/kg} \quad (5.26)$$

Rozdílem entalpických spádů dostaneme ztráty ve stupni:

$$z^{ST} = H_{iz}^{ST} - H^{ST} = 131,7 - 89,3 = 42,4 \text{ kJ/kg} \quad (5.27)$$

Entalpie za rotorovou řadou při izoentropické expanzi:

$$i_{2\ iz} = i_2 - z^{ST} = 2261,5 - 42,4 = 2219,1 \text{ kJ/kg} \quad (5.28)$$

Přičtením izoentropického entalpického spádu dostaneme entalpii před stupněm:

$$i_0 = i_{2\ iz} + H_{iz}^{ST} = 2219,1 + 131,7 = 2350,8 \text{ kJ/kg} \quad (5.29)$$

Následně je možné zjistit i další parametry páry před stupněm:

$$s_0 = f(p_2; i_{2\ iz}) = 7,1239 \text{ kJ/kgK} \quad (5.30)$$

$$p_0 = f(i_0; s_0) = 0,20 \text{ bar} \quad (5.31)$$

$$x_0 = f(p_0; i_0) = 0,89 [-] \quad (5.32)$$

Nyní je již známa i vlhkost páry před stupněm a je tedy možné vypočítat poměrnou ztrátu vlhkostí páry:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 1 - \frac{0,89 + 0,87}{2} = 0,1198 [-] \quad (5.33)$$

Ztráta vlhkostí páry připadající na rotor:

$$\xi_{x2} = \xi_x \cdot \frac{H_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = 0,1198 \cdot \frac{65,8}{131,7} = 0,0659 [-] \quad (5.34)$$

Původní výpočet vnitřní účinnosti stupně se zahrnutím poměrné ztráty vlhkostí páry (výsledek odpovídá rovnici 5.25, kam byla zpětně dosazená hodnota poměrné ztráty vlhkostí páry):

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 - \xi_{k1} - \xi_{k2} - \xi_{v1} - \xi_{v2} - \xi_x) \quad (5.35)$$

$$\eta_i = 0,945 \cdot (1 - 0,0306 - 0,0243 - 0,0419 - 0,0658 - 0,0659)$$

$$\eta_i = 0,678 [-]$$

5.2.4 PARAMETRY PÁRY PŘED ROTOREM

V předchozí kapitole byly vypočteny předběžné parametry páry před stupněm. Dalším krokem je stanovit parametry páry v prostoru mezi statorovou a rotorovou řadou lopatek. Pro to je nejprve nutné stanovit vnitřní účinnost rotorové řady, což lze učinit pomocí dosud vypočtených údajů. Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku (obr. 4.2):

$$\eta_\infty^R = 0,95 [-] \quad (5.36)$$

Vnitřní účinnost rotoru pak je:

$$\eta_i^R = \eta_\infty^R \cdot (1 - \xi_{k2} - \xi_{v2} - \xi_{x2}) \quad (5.37)$$

$$\eta_i^R = 0,95 \cdot (1 - 0,0243 - 0,0658 - 0,0659) = 0,80 [-]$$

Stav páry před rotorem bude stanoven obdobně jako stav páry před stupněm v minulé podkapitole. Entalpický spád na rotor:

$$H^R = H_{iz}^R \cdot \eta_i^R = 65,8 \cdot 0,80 = 52,5 \text{ kJ/kg} \quad (5.38)$$

Ztráty v oběžném kole:

$$z^R = H_{iz}^R - H^R = 65,8 - 52,5 = 13,3 \text{ kJ/kg} \quad (5.39)$$

Upřesněná entalpie za rotorovou řadou při izoentropické expanzi:

$$i'_{2\text{ iz}} = i_2 - z^R = 2261,5 - 13,3 = 2248,2 \text{ kJ/kg} \quad (5.40)$$

Přičtením izoentropického entalpického spádu na rotor dostaneme entalpii před rotorem:

$$i_1 = i'_{2\text{ iz}} + H_{iz}^R = 2248,2 + 65,8 = 2314,0 \text{ kJ/kg} \quad (5.41)$$

Další parametry páry před rotorem jsou stanoveny obdobně jako v předchozí podkapitole:

$$s_1 = f(p_2; i'_{2\text{ iz}}) = 7,2166 \text{ kJ/kg} \quad (5.42)$$

$$p_1 = f(i_1; s_1) = 0,12 \text{ bar} \quad (5.43)$$

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 50,0 \text{ °C} \quad (5.44)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 10,6239 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (5.45)$$

$$x_1 = f(p_1; i_1) = 0,88 [-] \quad (5.46)$$

V této kapitole byly předběžně stanoveny stavy páry před stupněm a mezi statorovou a rotorovou řadou lopatek. Tyto stavy budou upřesněny v následující podkapitole, kde bude proveden detailní návrh a výpočet statorových lopatek.

5.2.5 VOLBA VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO STATOR

Podrobný návrh statorových lopatek probíhá dle stejného principu jako návrh oběžného kola v předchozí podkapitole. Úkolem detailního návrhu statoru je kromě stanovení geometrických parametrů také zpřesnit hodnoty parametrů páry v jednotlivých bodech stupně, které byly vypočítány v předchozí podkapitole. Patní průměr a hmotnostní tok jsou stejné jako pro rotorovou řadu lopatek. Zbývá tedy zvolit délku statorové lopatky:

$$l_1 = 0,265 \text{ m} \quad (5.47)$$

Zvolený výstupní úhel statorové lopatky:

$$\alpha_1 = 27,5^\circ \quad (5.48)$$

Střední průměr statorové řady:

$$D_{s1} = D_{p1} + l_1 = 0,650 + 0,265 = 0,915 \text{ m} \quad (5.49)$$

Vnější průměr statorové řady:

$$D_{v1} = D_{p1} + 2 \cdot l_1 = 0,650 + 2 \cdot 0,265 = 1,180 \text{ m} \quad (5.50)$$

5.2.6 STANOVENÍ IZOENTROPICKÉHO SPÁDU NA STATOR

Návrh statorových lopatek bude probíhat obdobným postupem jako návrh oběžného kola v kapitole 5.2.2. Axiální průtočná plocha:

$$S_{a1} = \pi \cdot D_1 \cdot l_1 = \pi \cdot 0,915 \cdot 0,265 = 0,7618 \text{ m}^2 \quad (5.51)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n = \pi \cdot 0,915 \cdot 92,8 = 266,8 \text{ m/s} \quad (5.52)$$

Axiální rychlost páry:

$$c_{a1} = \frac{M \cdot v_1}{S_a} = \frac{14,966 \cdot 10,6239}{0,7618} = 208,7 \text{ m/s} \quad (5.53)$$

Průtokový součinitel:

$$\frac{c_{a1}}{u_1} = \frac{208,7}{266,8} = 0,782 [-] \quad (5.54)$$

Rychlostní součinitel pro stator je stanoven stejným způsobem jako pro rotor (obr. 3.5):

$$\varphi = 0,9815 [-] \quad (5.55)$$

Ztrátový součinitel pro stator:

$$\lambda = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,9815^2} - 1 = 0,04 [-] \quad (5.56)$$

Parsonsovo číslo pro statorovou řadu:

$$Pa_1 = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2(\alpha_1)} \cdot \left(\frac{c_{a1}}{u_1}\right)^2 + \frac{2}{\tan(\alpha_2)} \cdot \frac{c_{a1}}{u_1} - 1} \quad (5.57)$$

$$Pa_1 = \frac{1}{\frac{0,04}{\sin^2(27,5^\circ)} \cdot (0,782)^2 + \frac{2}{\tan(27,5^\circ)} \cdot 0,782 - 1} = 0,47 [-]$$

Izoentropický entalpický spád na stupeň:

$$H_{iz}^{ST} = \frac{u_1^2}{Pa_1} = \frac{266,8^2}{0,47 \cdot 1000} = 150,5 \text{ kJ/kg} \quad (5.58)$$

Za předpokladu stupně reakce 0,5 dostaneme následující izoentropický spád na stator:

$$H_{iz}^S = \frac{H_{iz}^{ST}}{2} = \frac{150,5}{2} = 75,3 \text{ kJ/kg} \quad (5.59)$$

5.2.7 VNITŘNÍ ÚČINNOST STATOROVÉ ŘADY

V rámci této kapitoly budou upřesněny ztráty ve statoru, načež bude stanovena jeho vnitřní účinnost. Tolerance radiální vůle v lopatkování dle tab. 5.4 v [3]:

$$x_1 = 0,3 \text{ mm} \quad (5.60)$$

Radiální vůle:

$$k_1 = \frac{D_{v1}}{1000} + x_1 = \frac{1180}{1000} + 0,3 = 1,5 \text{ mm} \quad (5.61)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,5}{0,265 \cdot 1000} \cdot 4,5 = 0,0306 [-] \quad (5.62)$$

Poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_{s1}} \right)^2 = \left(\frac{0,265}{0,915} \right)^2 = 0,0419 [-] \quad (5.63)$$

Ztráta vlhkostí páry má pro stator velikost:

$$\xi_{x1} = \xi_x \cdot \frac{H_{iz}^S}{H_{iz}^{ST}} = 0,1198 \cdot \frac{75,3}{150,5} = 0,0539 [-] \quad (5.64)$$

Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku statoru je opět stanovena z obrázku 4.2:

$$\eta_\infty^S = 0,888 [-] \quad (5.65)$$

Vnitřní účinnost statoru pak je:

$$\begin{aligned} \eta_i^S &= \eta_\infty^S \cdot (1 - \xi_{k1} - \xi_{v1} - \xi_{x1}) \\ \eta_i^S &= 0,888 \cdot (1 - 0,0306 - 0,0419 - 0,0539) = 0,776 [-] \end{aligned} \quad (5.66)$$

5.2.8 PARAMETRY PÁRY PŘED STATOREM

Parametry páry před statorem již jsou předběžně známy z kapitoly 5.2.3. V této kapitole mohou být upřesněny díky již známým parametrům statorové řady lopatek. Entalpický spád na stator:

$$H^S = H_{iz}^S \cdot \eta_i^S = 75,3 \cdot 0,776 = 58,4 \text{ kJ/kg} \quad (5.67)$$

Ztráty ve statoru:

$$z^S = H_{iz}^S - H^S = 75,3 - 58,4 = 16,9 \text{ kJ/kg} \quad (5.68)$$

Entalpie za statorem při izoentropické expanzi:

$$i_{1\ iz} = i_1 - z^S = 2314,0 - 16,9 = 2297,1 \text{ kJ/kg} \quad (5.69)$$

Přičtením izoentropického entalpického spádu na stator dostaneme entalpii před statorem:

$$i_0 = i_{1\ iz} + H_{iz}^S = 2297,1 + 75,3 = 2372,4 \text{ kJ/kg} \quad (5.70)$$

Výsledné parametry páry před statorem:

$$s_0 = f(p_1; i_{1iz}) = 7,1644 \text{ kJ/kg} \quad (5.71)$$

$$p_0 = f(i_0; s_0) = 0,22 \text{ bar} \quad (5.72)$$

$$t_0 = f(p_0; i_0) = 61,8 \text{ °C} \quad (5.73)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 6,3742 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (5.74)$$

$$x_0 = f(p_0; i_0) = 0,90 \text{ [-]} \quad (5.75)$$

$$i_{2iz} = f(p_2; s_0) = 2231,8 \text{ kJ/kg} \quad (5.76)$$

5.3 VÝSLEDKY DETAILNÍHO NÁVRHU PRO DALŠÍ STUPNĚ

V kapitole 5.2 byl popsán postup výpočtu pro jeden stupeň (tedy dvě lopatkové řady). Stejný výpočet však musí být proveden pro všech 29 stupňů v přetlakové části turbíny. Z důvodu velké rozsáhlosti výpočtu budou v této kapitole uvedeny pro každou řadu volené hodnoty a vybrané výsledky návrhu, nebudou uvedeny některé dílčí výsledky. V tabulkách budou zaneseny výsledky pro všechny lopatkové řady, postupně se tedy střídá statorová (liché číslo řady) a rotorová řada lopatek (sudé číslo řady). Z tohoto důvodu budou v tabulce rovněž použity indexy před a za, přičemž index popisuje stav před, případně za danou řadou. Označení jednotlivých veličin pak odpovídá předchozí kapitole. Nejprve budou ještě v tabulce 5.1 zaneseny patní průměry, které vychází z předběžného návrhu, a hmotnostní toky pro jednotlivé kužele:

Tab. 5.1: Patní průměry a hmotnostní toky pro detailní návrh

Kužel	-	1	2	3	4	5	6
Stupně v kuželu	-	1 až 10	11 až 18	19 až 24	25 až 27	28	29
Řady v kuželu	-	1 až 20	21 až 36	37 až 48	49 až 54	55 a 56	57 a 58
Patní průměr	m	0,427	0,490	0,522	0,540	0,650	0,650
Hmotnostní tok	kg/s	17,041	18,056	16,980	15,942	14,966	14,966

Tab. 5.2: Výsledky detailního návrhu pro jednotlivé stupně 1. část

Stupeň	Řada	Označení veličiny a jednotka						
		l	Ds	α_1 / β_2	p _{před}	i _{před}	p _{za}	i _{za}
		[m]	[m]	[°]	[bar]	[kJ/kg]	[bar]	[kJ/kg]
1.kužel:								
1	1	0,024	0,4510	11,5	51,15	3293,7	49,15	3284,2
	2	0,025	0,4520	12,3	49,15	3284,2	47,43	3275,7
2	3	0,026	0,4530	11,5	47,73	3275,7	45,62	3266,4
	4	0,026	0,4530	12,4	45,62	3266,4	43,99	3257,6
3	5	0,027	0,4540	11,6	43,99	3257,6	42,24	3248,0
	6	0,027	0,4540	12,6	42,24	3248,0	40,67	3239,0
4	7	0,028	0,4550	11,7	40,67	3239,0	38,98	3229,0
	8	0,029	0,4560	12,7	38,98	3229,0	37,56	3220,2
5	9	0,030	0,4570	11,8	37,56	3220,2	36,02	3210,3
	10	0,030	0,4570	12,8	36,02	3210,3	34,64	3201,1
6	11	0,031	0,4580	12,0	34,64	3201,1	33,16	3190,8
	12	0,031	0,4580	13,0	33,16	3190,8	31,82	3181,3
7	13	0,032	0,4590	12,4	31,82	3181,3	30,42	3170,8
	14	0,032	0,4590	13,2	30,42	3170,8	29,13	3160,8
8	15	0,033	0,4600	12,6	29,13	3160,8	27,77	3150,0
	16	0,033	0,4600	13,8	27,77	3150,0	26,57	3139,9
9	17	0,034	0,4610	13,5	26,57	3139,9	25,38	3129,7
	18	0,034	0,4610	14,2	25,38	3129,7	24,26	3119,6
10	19	0,035	0,4620	14,0	24,26	3119,6	23,13	3109,1
	20	0,035	0,4620	14,5	23,13	3109,1	22,04	3098,6
2. kužel:								
11	21	0,032	0,5220	14,0	22,04	3098,6	20,73	3085,8
	22	0,032	0,5220	14,5	20,73	3085,8	19,45	3072,6
12	23	0,034	0,5240	14,0	19,45	3072,6	18,18	3058,7
	24	0,035	0,5250	14,7	18,18	3058,7	17,03	3045,2
13	25	0,037	0,5270	14,2	17,03	3045,2	15,88	3030,9
	26	0,038	0,5280	14,9	15,88	3030,9	14,82	3016,9
14	27	0,040	0,5300	14,2	14,82	3016,9	13,74	3001,7
	28	0,042	0,5320	15,3	13,74	3001,7	12,82	2987,8
15	29	0,044	0,5340	14,3	12,82	2987,8	11,84	2972,1
	30	0,046	0,5360	15,6	11,84	2972,1	11,02	2957,9
16	31	0,048	0,5380	14,5	11,02	2957,9	10,13	2941,5
	32	0,050	0,5400	15,9	10,13	2941,5	9,38	2926,6
17	33	0,053	0,5430	14,8	9,38	2926,6	8,59	2909,9
	34	0,055	0,5450	16,2	8,59	2909,9	7,92	2894,6
18	35	0,058	0,5480	15,1	7,92	2894,6	7,21	2877,1
	36	0,060	0,5500	16,5	7,21	2877,1	6,59	2860,7

3. kužel:								
19	37	0,056	0,5780	15,5	6,59	2860,8	5,91	2841,4
	38	0,061	0,5830	16,5	5,91	2841,4	5,36	2823,9
20	39	0,066	0,5880	15,7	5,36	2823,9	4,81	2805,1
	40	0,069	0,5910	16,6	4,81	2805,1	4,32	2786,8
21	41	0,074	0,5960	15,9	4,32	2786,8	3,82	2766,3
	42	0,079	0,6010	16,8	3,82	2766,3	3,39	2746,7
22	43	0,088	0,6100	16,1	3,39	2746,7	2,98	2726,4
	44	0,093	0,6150	17,0	2,98	2726,4	2,62	2706,1
23	45	0,102	0,6240	16,4	2,62	2706,1	2,27	2683,7
	46	0,110	0,6320	17,2	2,27	2683,7	1,96	2661,4
24	47	0,124	0,6460	16,7	1,96	2661,4	1,68	2638,1
	48	0,136	0,6580	17,3	1,68	2638,1	1,43	2614,9
4. kužel:								
25	49	0,139	0,6790	17,0	1,43	2614,9	1,20	2589,2
	50	0,150	0,6900	18,5	1,20	2589,2	1,00	2564,2
26	51	0,165	0,7050	19,2	1,00	2564,2	0,83	2539,3
	52	0,182	0,7220	20,0	0,83	2539,3	0,69	2514,2
27	53	0,192	0,7320	21,0	0,69	2514,2	0,55	2485,3
	54	0,208	0,7480	22,0	0,55	2485,3	0,42	2452,6
5. kužel:								
28	55	0,202	0,8520	23,0	0,42	2452,6	0,31	2413,4
	56	0,224	0,8740	26,5	0,31	2413,4	0,22	2372,4
6. kužel:								
29	57	0,265	0,9150	27,5	0,22	2372,4	0,12	2314,0
	58	0,370	1,0200	31,0	0,12	2314,0	0,07	2261,5

Tab. 5.3: Výsledky detailního návrhu pro jednotlivé stupně 2. část

Stupeň	Řada	Označení veličiny a jednotka						
		v _{za}	x _{za}	S _a	u	c _a	φ a ψ	(c _a /u)
		[m³/kg]	[-]	[m²]	[m/s]	[m/s]	[-]	[-]
1. kužel:								
1	1	0,0629	1,000	0,0340	131,5	31,5	0,9756	0,240
	2	0,0648	1,000	0,0355	131,8	31,1	0,9627	0,236
2	3	0,0669	1,000	0,0370	132,1	30,8	0,9746	0,233
	4	0,0690	1,000	0,0370	132,1	31,8	0,9676	0,241
3	5	0,0713	1,000	0,0385	132,4	31,6	0,9742	0,238
	6	0,0736	1,000	0,0385	132,4	32,6	0,9659	0,246
4	7	0,0762	1,000	0,0400	132,7	32,4	0,9766	0,245
	8	0,0786	1,000	0,0415	132,9	32,2	0,9634	0,242
5	9	0,0813	1,000	0,0431	133,2	32,2	0,9747	0,242
	10	0,0840	1,000	0,0431	133,2	33,2	0,9673	0,249
6	11	0,0871	1,000	0,0446	133,5	33,3	0,9733	0,249
	12	0,0901	1,000	0,0446	133,5	34,4	0,9658	0,258
7	13	0,0934	1,000	0,0461	133,8	34,5	0,9714	0,258
	14	0,0968	1,000	0,0461	133,8	35,8	0,9668	0,267
8	15	0,1007	1,000	0,0477	134,1	36,0	0,9729	0,268
	16	0,1044	1,000	0,0477	134,1	37,3	0,9644	0,278
9	17	0,1084	1,000	0,0492	134,4	37,5	0,9728	0,279
	18	0,1125	1,000	0,0492	134,4	38,9	0,9708	0,290
10	19	0,1169	1,000	0,0508	134,7	39,2	0,9711	0,291
	20	0,1216	1,000	0,0508	134,7	40,8	0,9711	0,303
2. kužel:								
11	21	0,1279	1,000	0,0525	152,2	44,0	0,9705	0,289
	22	0,1348	1,000	0,0525	152,2	46,4	0,9719	0,305
12	23	0,1425	1,000	0,0560	152,8	46,0	0,9714	0,301
	24	0,1504	1,000	0,0577	153,1	47,0	0,9676	0,307
13	25	0,1592	1,000	0,0613	153,6	46,9	0,9712	0,305
	26	0,1684	1,000	0,0630	153,9	48,2	0,9681	0,313
14	27	0,1792	1,000	0,0666	154,5	48,6	0,9739	0,314
	28	0,1895	1,000	0,0702	155,1	48,7	0,9650	0,314
15	29	0,2022	1,000	0,0738	155,7	49,5	0,9745	0,318
	30	0,2142	1,000	0,0775	156,3	49,9	0,9652	0,320
16	31	0,2294	1,000	0,0811	156,8	51,1	0,9739	0,326
	32	0,2441	1,000	0,0848	157,4	51,9	0,9648	0,330
17	33	0,2620	1,000	0,0904	158,3	52,3	0,9741	0,331
	34	0,2796	1,000	0,0942	158,9	53,6	0,9664	0,337
18	35	0,3017	1,000	0,0999	159,8	54,6	0,9728	0,342
	36	0,3240	1,000	0,1037	160,3	56,4	0,9660	0,352

3. kužel:								
19	37	0,3536	1,000	0,1017	168,5	59,0	0,9751	0,350
	38	0,3826	1,000	0,1117	170,0	58,1	0,9670	0,342
20	39	0,4173	1,000	0,1219	171,4	58,1	0,9742	0,339
	40	0,4548	1,000	0,1281	172,3	60,3	0,9717	0,350
21	41	0,5017	1,000	0,1386	173,8	61,5	0,9736	0,354
	42	0,5518	1,000	0,1492	175,2	62,8	0,9695	0,359
22	43	0,6104	1,000	0,1686	177,8	61,5	0,9745	0,346
	44	0,6829	0,994	0,1797	179,3	64,5	0,9730	0,360
23	45	0,7767	0,987	0,2000	181,9	66,0	0,9731	0,363
	46	0,8846	0,980	0,2184	184,3	68,8	0,9712	0,373
24	47	1,0163	0,973	0,2517	188,3	68,6	0,9747	0,364
	48	1,1701	0,966	0,2811	191,8	70,7	0,9728	0,368
4. kužel:								
25	49	1,3735	0,958	0,2965	198,0	73,8	0,9761	0,373
	50	1,6101	0,951	0,3252	201,2	78,9	0,9734	0,392
26	51	1,8945	0,944	0,3654	205,5	82,6	0,9791	0,402
	52	2,2411	0,937	0,4128	210,5	86,5	0,9782	0,411
27	53	2,7369	0,929	0,4415	213,4	98,8	0,9756	0,463
	54	3,4718	0,920	0,4888	218,1	113,2	0,9779	0,519
5. kužel:								
28	55	4,6372	0,909	0,5407	248,4	128,4	0,9794	0,517
	56	6,3742	0,898	0,6150	254,8	155,1	0,9796	0,609
6. kužel:								
29	57	10,6239	0,884	0,7618	266,8	208,7	0,9815	0,782
	58	16,9857	0,870	1,1856	297,4	214,4	0,9780	0,721

Tab. 5.4: Výsledky detailního návrhu pro jednotlivé stupně 3. část

Stupeň	Řada	Označení veličiny a jednotka					
		Pa	k	ξ_k	ξ_v	ξ_x	z^S / z^R
		[-]	[mm]	[-]	[-]	[-]	[kJ/kg]
1.kužel:							
1	1	0,70	0,7	0,1875	0,0014	0,000	2,9
	2	0,79	0,7	0,1800	0,0015	0,000	2,4
2	3	0,73	0,7	0,1731	0,0016	0,000	2,6
	4	0,79	0,7	0,1731	0,0016	0,000	2,4
3	5	0,71	0,7	0,1667	0,0018	0,000	2,6
	6	0,77	0,7	0,1667	0,0018	0,000	2,4
4	7	0,70	0,7	0,1607	0,0019	0,000	2,6
	8	0,80	0,7	0,1552	0,0020	0,000	2,2
5	9	0,72	0,7	0,1500	0,0022	0,000	2,4
	10	0,78	0,7	0,1500	0,0022	0,000	2,2
6	11	0,70	0,7	0,1452	0,0023	0,000	2,4
	12	0,75	0,7	0,1452	0,0023	0,000	2,2
7	13	0,70	0,7	0,1406	0,0024	0,000	2,4
	14	0,73	0,7	0,1406	0,0024	0,000	2,3
8	15	0,67	0,7	0,1364	0,0026	0,000	2,5
	16	0,73	0,7	0,1364	0,0026	0,000	2,2
9	17	0,71	0,8	0,1456	0,0027	0,000	2,4
	18	0,73	0,8	0,1456	0,0027	0,000	2,4
10	19	0,70	0,8	0,1414	0,0029	0,000	2,4
	20	0,70	0,8	0,1414	0,0029	0,000	2,4
2. kužel:							
11	21	0,71	0,9	0,1688	0,0019	0,000	3,5
	22	0,69	0,9	0,1688	0,0019	0,000	3,6
12	23	0,66	0,9	0,1588	0,0021	0,000	3,6
	24	0,69	0,9	0,1543	0,0022	0,000	3,4
13	25	0,66	0,9	0,1459	0,0025	0,000	3,5
	26	0,69	0,9	0,1421	0,0026	0,000	3,3
14	27	0,64	0,9	0,1350	0,0028	0,000	3,6
	28	0,71	0,9	0,1286	0,0031	0,000	3,0
15	29	0,63	0,9	0,1227	0,0034	0,000	3,4
	30	0,72	0,9	0,1174	0,0037	0,000	2,8
16	31	0,62	0,9	0,1125	0,0040	0,000	3,4
	32	0,70	0,9	0,1080	0,0043	0,000	2,8
17	33	0,63	0,9	0,1019	0,0048	0,000	3,2
	34	0,70	0,9	0,0982	0,0051	0,000	2,7
18	35	0,61	0,9	0,0931	0,0056	0,000	3,3
	36	0,67	0,9	0,0900	0,0060	0,000	2,8

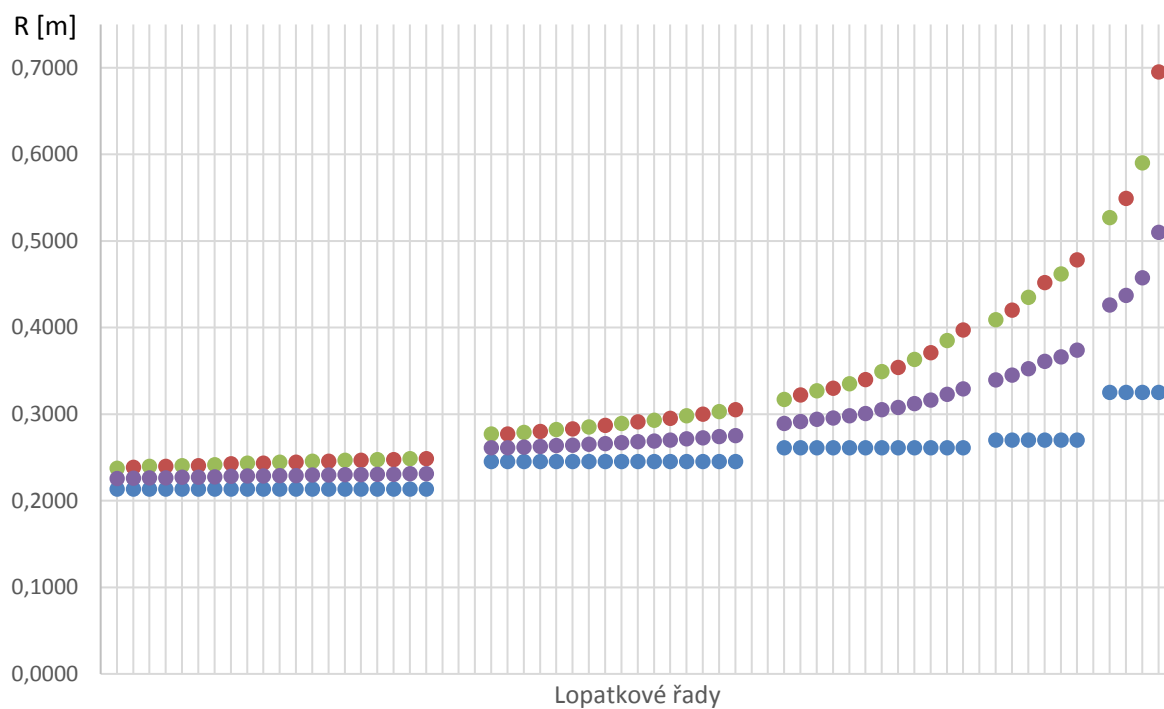
3. kužel:							
19	37	0,62	0,9	0,0964	0,0047	0,000	3,6
	38	0,71	0,9	0,0885	0,0055	0,000	2,9
20	39	0,67	1,0	0,0886	0,0063	0,000	3,2
	40	0,70	1,0	0,0848	0,0068	0,000	3,0
21	41	0,63	1,0	0,0791	0,0077	0,000	3,4
	42	0,68	1,0	0,0741	0,0086	0,000	3,0
22	43	0,68	1,0	0,0665	0,0104	0,001	3,0
	44	0,69	1,0	0,0629	0,0114	0,002	2,9
23	45	0,64	1,0	0,0574	0,0134	0,006	3,4
	46	0,66	1,0	0,0532	0,0151	0,008	3,3
24	47	0,66	1,1	0,0508	0,0184	0,013	3,6
	48	0,69	1,1	0,0463	0,0214	0,015	3,5
4. kužel:							
25	49	0,66	1,1	0,0453	0,0210	0,019	4,1
	50	0,70	1,1	0,0420	0,0236	0,024	3,9
26	51	0,73	1,2	0,0409	0,0274	0,026	4,0
	52	0,76	1,2	0,0371	0,0318	0,032	4,2
27	53	0,67	1,2	0,0352	0,344	0,033	5,2
	54	0,60	1,3	0,0346	0,0387	0,040	6,8
5. kužel:							
28	55	0,66	1,4	0,0379	0,0281	0,042	7,3
	56	0,66	1,4	0,0342	0,0328	0,051	8,3
6. kužel:							
29	57	0,47	1,5	0,0306	0,0419	0,054	16,9
	58	0,67	1,7	0,0243	0,0658	0,066	13,9

Tab. 5.5: Výsledky detailního návrhu pro jednotlivé stupně 4. část

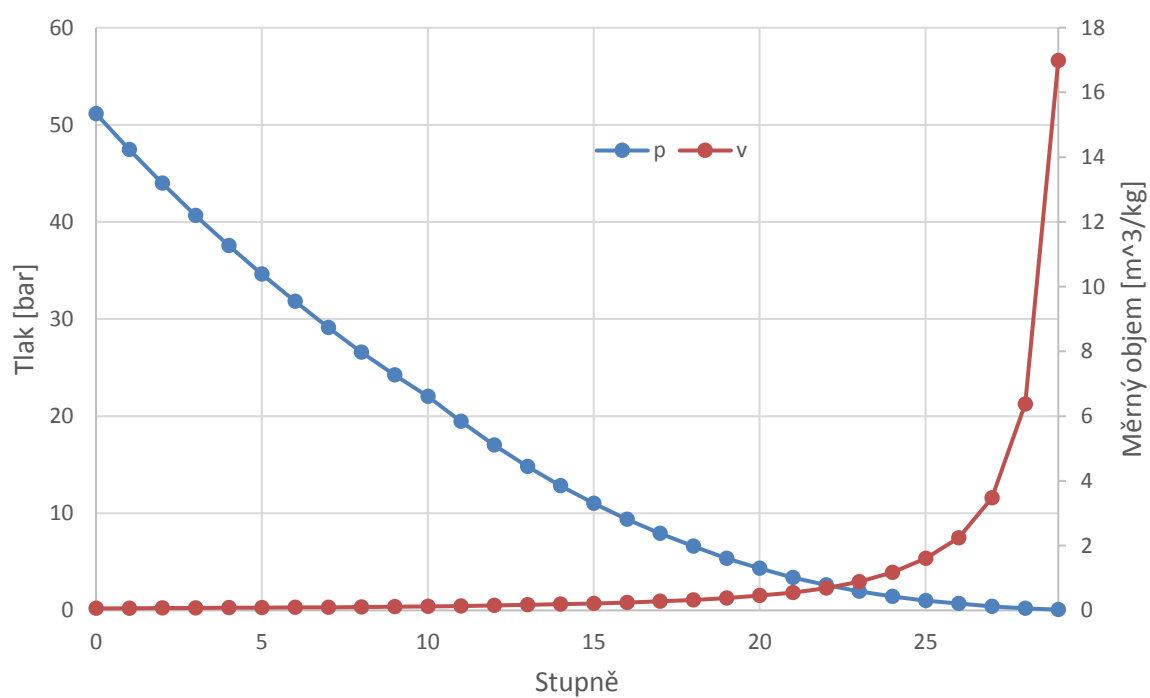
Stupeň	Řada	Označení veličiny a jednotka			
		H_{iz}^{ST}	H_{iz}	H	η_i
		[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[-]
1.kužel:					
1	1	24,7	12,4	9,5	0,769
	2	21,9	11,0	8,5	0,778
2	3	23,8	11,9	9,3	0,784
	4	22,2	11,1	8,7	0,784
3	5	24,5	12,3	9,7	0,789
	6	22,7	11,3	9,0	0,791
4	7	25,2	12,6	10,0	0,794
	8	22,0	11,0	8,8	0,801
5	9	24,6	12,3	9,9	0,805
	10	22,8	11,4	9,2	0,806
6	11	25,4	12,7	10,3	0,809
	12	23,7	11,8	9,6	0,810
7	13	25,6	12,8	10,4	0,812
	14	24,6	12,3	10,0	0,814
8	15	26,7	13,4	10,9	0,814
	16	24,6	12,3	10,1	0,818
9	17	25,4	12,7	10,3	0,808
	18	24,8	12,4	10,0	0,809
10	19	25,8	12,9	10,5	0,812
	20	26,0	13,0	10,5	0,811
2. kužel:					
11	21	32,6	16,3	12,8	0,787
	22	33,4	16,7	13,1	0,786
12	23	35,1	17,6	13,9	0,792
	24	33,8	16,9	13,5	0,799
13	25	35,6	17,8	14,3	0,804
	26	34,5	17,2	14,0	0,810
14	27	37,6	18,8	15,2	0,810
	28	33,7	16,9	13,9	0,824
15	29	38,3	19,1	15,7	0,821
	30	34,0	17,0	14,2	0,834
16	31	39,6	19,8	16,4	0,828
	32	35,3	17,7	14,9	0,842
17	33	39,9	19,9	16,7	0,838
	34	36,0	18,0	15,3	0,850
18	35	41,6	20,8	17,5	0,843
	36	38,2	19,1	16,3	0,855

3. kužel:					
19	37	45,9	22,9	19,3	0,842
	38	40,8	20,4	17,5	0,860
20	39	44,0	22,0	18,8	0,855
	40	42,6	21,3	18,3	0,861
21	41	47,6	23,8	20,4	0,858
	42	45,2	22,6	19,6	0,868
22	43	46,7	23,4	20,4	0,872
	44	46,3	23,1	20,3	0,876
23	45	51,5	25,7	22,4	0,869
	46	51,2	25,6	22,3	0,873
24	47	53,6	26,8	23,2	0,867
	48	53,5	26,7	23,2	0,868
4. kužel:					
25	49	59,6	29,8	25,7	0,863
	50	57,9	28,9	25,0	0,864
26	51	58,0	29,0	25,0	0,860
	52	58,7	29,3	25,1	0,855
27	53	68,2	34,1	28,9	0,848
	54	78,9	39,4	32,6	0,827
5. kužel:					
28	55	93,1	46,6	39,2	0,842
	56	98,7	49,3	41,1	0,832
6. kužel:					
29	57	150,5	75,3	58,4	0,776
	58	131,7	65,8	52,5	0,798

Výsledný tvar průtočné části je zobrazen na obrázku 5.1. Pro lepší ilustraci tvaru kanálu jsou vyneseny poloměry. Patní poloměr každého stupně je zobrazen modrou barvou a jednotlivé části turbíny s jiným patním poloměrem jsou odděleny. Střední průměry všech stupňů jsou zobrazeny fialově. Vnější průměry pak zeleně pro statorové lopatky a červeně pro rotorové lopatky. Pro poslední stupně můžeme pozorovat velké rozevření kanálu, to je způsobeno velkým nárůstem měrného objemu u posledních stupňů. To je potvrzeno na obrázku 5.2, kde je vyneseno průběh měrného objemu a tlaku ve stupňové části.

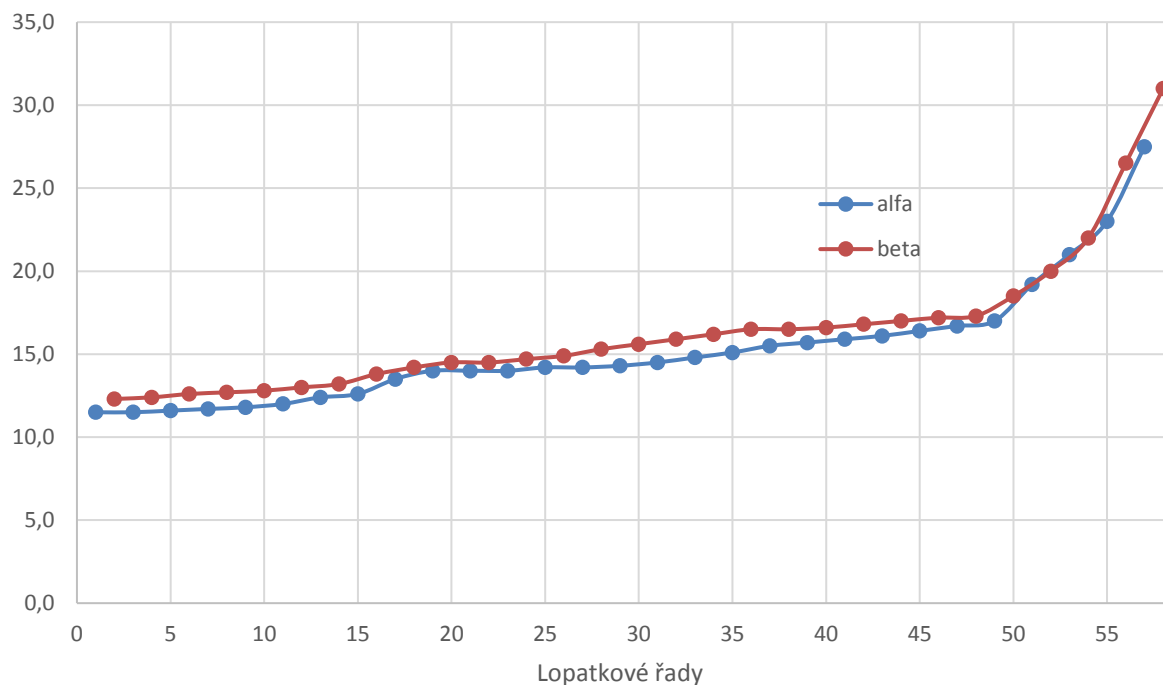


Obr. 5.1: Výsledné schéma průtočného kanálu stupňové části



Obr. 5.2: Průběh tlaku a měrného objemu ve stupňové části

Na obrázku 5.3 je ještě vynesena závislost výstupního úhlu pro satorové a rotorové lopatky. U obou je předpokládán postupný nárůst výstupního úhlu. To souvisí také s postupným rozevíráním průtočného kanálu na obrázku 5.1. Označení alfa přísluší satorovým lopatkám, beta rotorovým.



Obr. 5.3: Výstupní úhel z lopatky pro jednotlivé řady

5.4 VLASTNOSTI JEDNOTLIVÝCH STUPŇŮ

V rámci kapitol 5.2 a 5.3 byla věnována pozornost detailně návrhu jednotlivých lopatkových řad. Tato kapitola se bude zabývat veličinami, podle kterých jsou hodnoceny jednotlivé stupně. Parametry v předchozích kapitolách jsou tedy voleny pro optimální výsledek veličin v této kapitole. Pro každou tuto veličinu bude uveden vztah pro její výpočet a u některých i rozmezí, ve kterém by se měly pohybovat, aby bylo dosaženo optimálních parametrů stupně.

5.4.1 VÝPOČET

Ukázkový výpočet bude opět proveden pro poslední stupeň, pro další stupně budou výsledky zaneseny do tabulky.

První veličinou je izoentropický spád na stupeň, slouží především k výpočtu vnitřní účinnosti:

$$H_{iz}^{ST} = i_0 - i_{2iz} = 2372,4 - 2231,8 = 140,6 \text{ kJ/kg} \quad (5.77)$$

Jednou z nejvíce sledovaných veličin je vnitřní účinnost stupně. Vyžaduje se dosažení maximální účinnosti za daných ekonomických možností. V případě posledního stupně je vnitřní účinnost zatížena velkou ztrátou vlivem vlhkosti páry. Platí, že nejnižší účinnost bývá na krajích turbíny, tedy na prvních a zejména posledních stupních.

$$\eta_i = \frac{H^R + H^S}{H_{iz}^{ST}} = \frac{52,5 + 58,4}{140,6} = 0,789 [-] \quad (5.78)$$

Další důležitou veličinou popisující stupeň je tlakový součinitel, který vyjadřuje zatížení daného stupně. Dle [5] se jeho velikost pro přetlakový stupeň obvykle pohybuje v rozmezí 2,2 až 4,4. Nejvyšší účinnosti je pak dosaženo v rozmezí 2,5 až 3,0.

$$\Psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{\frac{1}{2} \cdot u_2^2} = \frac{140,6 \cdot 1000}{\frac{1}{2} \cdot 297,4^2} = 3,18 [-] \quad (5.79)$$

Stupeň reakce by pro přetlakový stupeň měl být roven 0,5. Ne vždy je toho však dosaženo a pro tuto práci je doporučeno držet se v rozmezí 0,45 až 0,6.

$$\rho = \frac{H_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = \frac{65,8}{140,6} = 0,47 [-] \quad (5.80)$$

V rámci této kapitoly bude vypočítána osová síla na oběžnou řadu lopatek daného stupně. Suma axiálních sil na rotorové řady lopatek bude použita později při návrhu vyrovnávacího pístu.

$$\begin{aligned} F_a^{ST} &= M \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \pi \cdot D_s \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2) \\ F_a^{ST} &= 14,966 \cdot (208,7 - 214,4) + \pi \cdot 1,02 \cdot 0,37 \cdot 10^5 \cdot (0,12 - 0,07) \\ F_a^{ST} &= 5809,3 \text{ N} = 5,8 \text{ kN} \end{aligned} \quad (5.81)$$

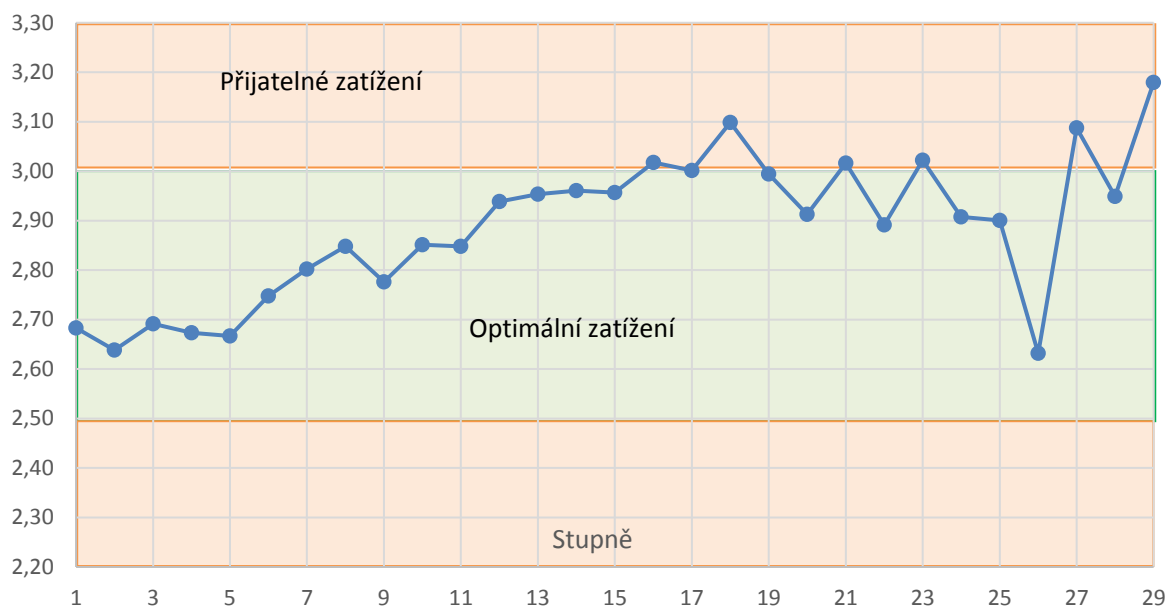
Existují i další veličiny hodnotící návrh stupně (další součinitele podobnosti stupně), v rámci této práce však budou uvažovány jen ty uvedené výše.

5.4.2 SHRUTÍ VÝSLEDKŮ VŠECH STUPŇŮ

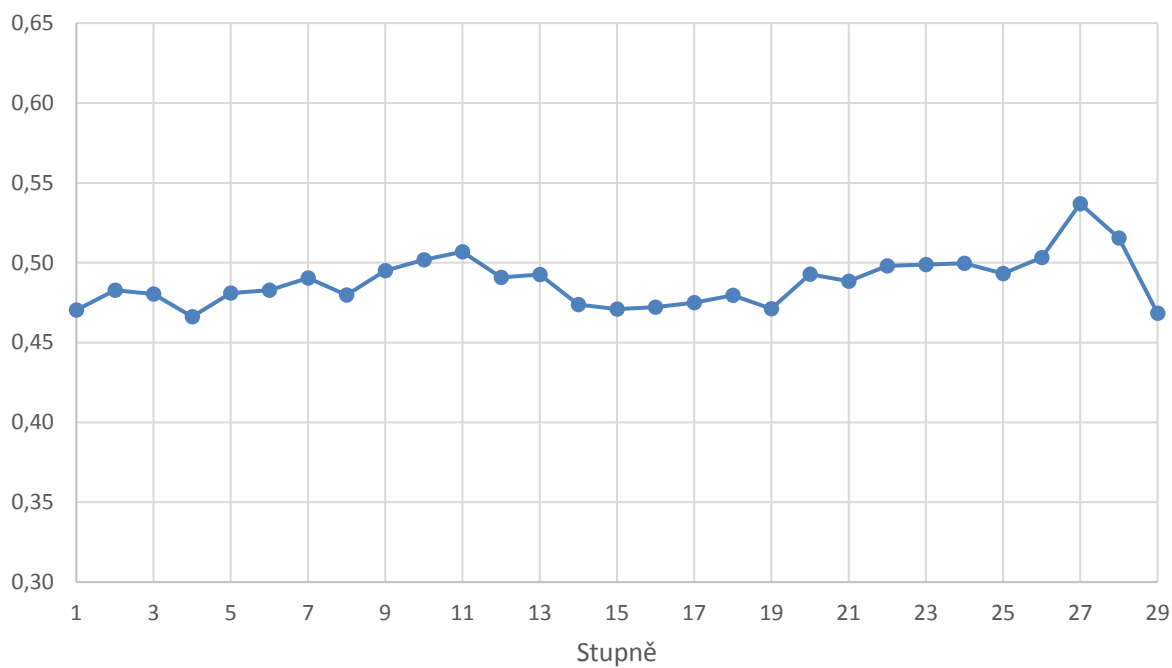
V předchozí podkapitole byl proveden modelový výpočet pro poslední stupeň. V této kapitole budou výsledky výpočtu zaneseny do tabulky pro všechny další stupně.

Tab. 5.6: Vlastnosti jednotlivých stupňů

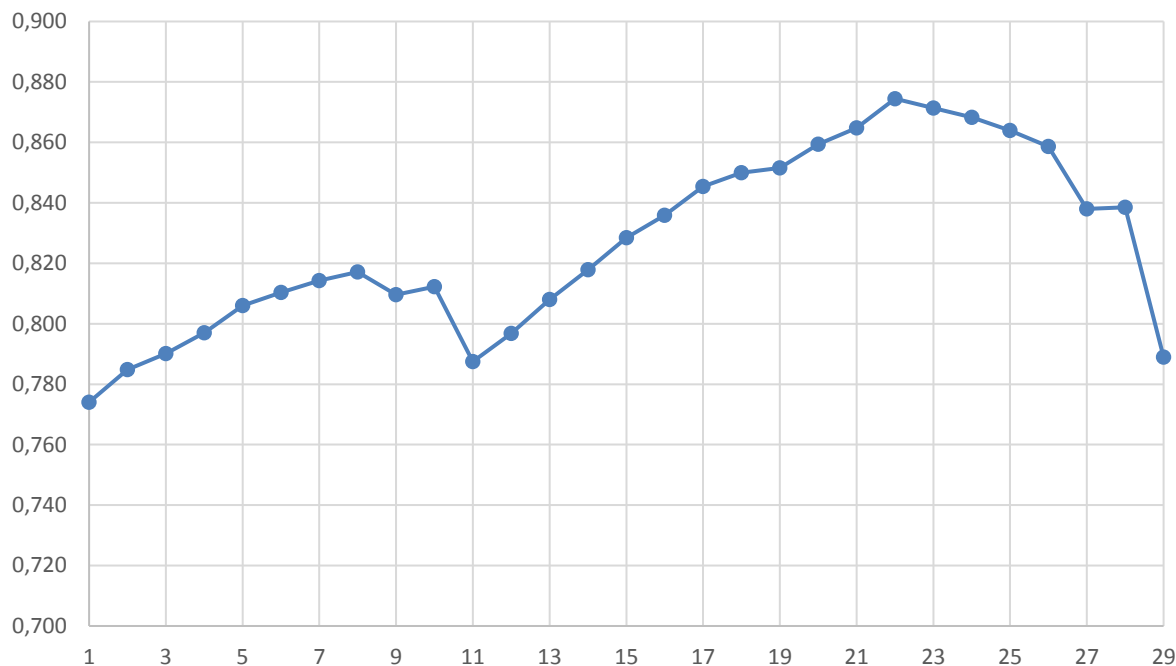
Kužel	Stupeň	Označení veličiny a jednotka				
		H_{iz}^{ST}	η_i	ψ	ρ	F_a^{ST}
		[kJ/kg]	[-]	[-]	[-]	[N]
1	1	23,3	0,774	2,68	0,47	6103,1
	2	23,0	0,785	2,64	0,48	6038,3
	3	23,6	0,790	2,69	0,48	6011,0
	4	23,6	0,797	2,67	0,47	5923,5
	5	23,7	0,806	2,67	0,48	5919,7
	6	24,5	0,810	2,75	0,48	5941,2
	7	25,1	0,814	2,80	0,49	5949,6
	8	25,6	0,817	2,85	0,48	5696,3
	9	25,1	0,810	2,78	0,49	5514,6
	10	25,9	0,812	2,85	0,50	5507,3
2	11	33,0	0,787	2,85	0,51	6650,2
	12	34,4	0,797	2,94	0,49	6656,3
	13	35,0	0,808	2,95	0,49	6625,6
	14	35,6	0,818	2,96	0,47	6433,6
	15	36,1	0,828	2,96	0,47	6330,2
	16	37,4	0,836	3,02	0,47	6322,8
	17	37,9	0,845	3,00	0,48	6249,4
	18	39,8	0,850	3,10	0,48	6312,2
3	19	43,3	0,852	2,99	0,47	6218,5
	20	43,2	0,859	2,91	0,49	6244,0
	21	46,3	0,865	3,02	0,49	6404,8
	22	46,5	0,874	2,89	0,50	6402,7
	23	51,3	0,871	3,02	0,50	6706,3
	24	53,5	0,868	2,91	0,50	6868,8
4	25	58,7	0,864	2,90	0,49	6261,0
	26	58,3	0,859	2,63	0,50	5829,9
	27	73,4	0,838	3,09	0,54	6050,2
5	28	95,7	0,838	2,95	0,52	5222,4
6	29	140,6	0,789	3,18	0,47	5809,3



Obr. 5.4: Průběh tlakového čísla ve stupňové části turbíny



Obr. 5.5: Průběh stupně reakce ve stupňové části turbíny

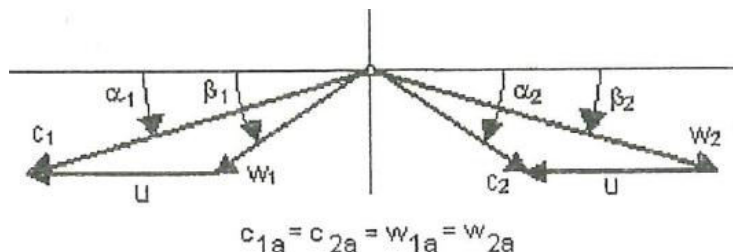


Obr. 5.6: Průběh vnitřní účinnosti stupňů ve stupňové části

Na obrázku 5.4 je zobrazen průběh tlakového čísla ve stupňové části navrhnuté parní turbíny. Lze pozorovat, že většina stupňů se pohybuje v ideálním zatížení. Jen pár stupňů se nachází v pásmu přijatelného zatížení. Všechny stupně však splňují doporučené rozmezí pro zatížení přetlakového stupně (2,2 až 4,4). Na obrázku 5.5 je průběh stupně reakce ve stupňové části, pro přetlakové stupně by se měla pohybovat blízko hodnoty 0,5. I tato podmínka je splněna všemi stupni. Na posledním obrázku 5.6 je průběh vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů ve stupňové části turbíny. V první části grafu odpovídají náhlé poklesy vždy prvnímu stupni dané části, kde jsou nejmenší lopatky a tedy největší okrajová ztráta. Naopak pokles účinnosti u posledních stupňů je způsoben ztrátou vlhkostí páry.

5.5 VÝPOČET RYCHLOSTÍ

Každý stupeň je také charakterizován svým rychlostním trojúhelníkem. V rámci této kapitoly budou vypočteny příslušné rychlosti na výstupu ze statorové a rotorové řady lopatek. Podoba rychlostních trojúhelníků s označením jednotlivých rychlostí je uvedena na obrázku 5.7. Následný výpočet proběhne dle postupu uvedeného v [3] a bude opět číselně vyjádřen pro poslední stupeň.



Obr. 5.7: Rychlostní trojúhelníky pro přetlakový stupeň s označením rychlostí [3]

5.5.1 POSTUP VÝPOČTU

Složky absolutní rychlosti do axiálního směru na výstupu ze statoru (c_{1a}) a z rotoru (c_{2a}) byly již vypočteny v rámci detailního návrhu. Výsledná rychlost vždy platí i pro axiální složky relativních rychlostí. Absolutní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin(\alpha_1)} = \frac{208,7}{\sin(27,5^\circ)} = 452,0 \text{ m/s} \quad (5.82)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (5.83)$$

$$w_1 = \sqrt{452,0^2 + 266,8^2 - 2 \cdot 452,0 \cdot 266,8 \cdot \cos(27,5)} = 248,1 \text{ m/s}$$

Výstupní úhel relativní rychlosti ze statoru:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right) = \arcsin\left(\frac{208,7}{248,1}\right) = 57,3^\circ \quad (5.84)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \Psi \cdot \sqrt{\rho \cdot 2 \cdot H_{iz}^{ST} + w_1^2} \quad (5.85)$$

$$w_2 = 0,987 \cdot \sqrt{0,47 \cdot 2 \cdot 140,6 \cdot 10^3 + 248,1^2} = 416,3 \text{ m/s}$$

Absolutní rychlost na výstupu ze stupně:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos(\beta_2)} \quad (5.86)$$

$$c_2 = \sqrt{416,3^2 + 297,4^2 - 2 \cdot 416,3 \cdot 297,4 \cdot \cos(31)} = 222,5 \text{ m/s}$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti z rotoru:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{c_{2a}}{c_2}\right) = \arcsin\left(\frac{214,4}{222,5}\right) = 74,5^\circ \quad (5.87)$$

Složka absolutní rychlosti na výstupu ze statoru v obvodovém směru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 452,0 \cdot \cos(27,5) = 401,0 \text{ m/s} \quad (5.88)$$

Složka relativní rychlosti na výstupu ze statoru v obvodovém směru:

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos(\beta_1) = 248,1 \cdot \cos(57,3) = 134,2 \text{ m/s} \quad (5.89)$$

Složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru v obvodovém směru:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos(\alpha_2) = 222,5 \cdot \cos(74,5) = 59,5 \text{ m/s} \quad (5.90)$$

Složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru v obvodovém směru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) = 416,3 \cdot \cos(31) = 356,8 \text{ m/s} \quad (5.91)$$

Axiální složky relativních rychlostí (w_{1a} a w_{2a}) jsou stejné jako axiální složky absolutních rychlostí, není proto uveden vztah pro jejich výpočet. Výsledné hodnoty budou pro všechny stupně zaneseny do tabulky.

5.5.2 TABELOVANÉ VÝSTUPNÍ RYCHLOSTI PRO JEDNOTLIVÉ STUPNĚ

Po výpočtu všech rychlostí je třeba provést kontrolu, zda některá z rychlostí nepřesahuje 1,02 Machova čísla. Nejvíce ohroženým je poslední stupeň, konkrétně relativní rychlost na výstupu z rotoru, která dosahuje nejvyšších hodnot. Nejprve je třeba zjistit rychlost zvuku v daném prostředí:

$$a_2 = \sqrt{\kappa_2 \cdot p_2 \cdot v_2} = \sqrt{1,32 \cdot 0,07 \cdot 10^5 \cdot 16,9857} = 410,0 \text{ m/s} \quad (5.92)$$

Poissonova konstanta byla zjištěna jako poměr měrných tepelných kapacit (c_p/c_v), jejichž velikost byla zjištěna pomocí doplňku X Steam v prostředí Microsoft Excel. Machovo číslo tedy je:

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{416,3}{410,0} = 1,02 [-] \quad (5.93)$$

Lze tedy pozorovat, že velikost relativní rychlosti na výstupu splňuje požadované kritérium. K lehce nadkritickému proudění dochází také na statorových lopatkách posledního stupně. To je i z důvodu pouze orientačního charakteru výpočtu posledních kuželů z důvodu dlouhých lopatek.

V následujících tabulkách jsou zaneseny hodnoty výstupních rychlostí pro jednotlivé stupně. Těchto výsledků bylo dosaženo na základě postupu uvedeného v předchozí podkapitole.

Tab. 5.7: Výstupní rychlosti ze satoru pro jednotlivé stupně

Kužel	Stupeň	Označení veličiny a jednotka						
		c_{1a}	c_l	c_{lu}	w_{1a}	w_l	β_l	w_{lu}
		[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[°]	[m/s]
1	1	31,5	158,1	155,0	31,5	39,3	53,3	23,5
	2	30,8	154,6	151,5	30,8	36,4	57,8	19,4
	3	31,6	157,0	153,8	31,6	38,1	55,8	21,4
	4	32,4	160,0	156,7	32,4	40,4	53,5	24,0
	5	32,2	157,4	154,0	32,2	38,3	57,1	20,8
	6	33,3	160,0	156,5	33,3	40,4	55,4	23,0
	7	34,5	160,7	156,9	34,5	41,5	56,2	23,1
	8	36,0	164,9	160,9	36,0	44,9	53,3	26,8
	9	37,5	160,6	156,2	37,5	43,4	59,8	21,8
	10	39,2	162,1	157,3	39,2	45,3	60,0	22,6
2	11	44,0	181,9	176,5	44,0	50,3	61,0	24,4
	12	46,0	190,0	184,3	46,0	55,8	55,5	31,6
	13	46,9	191,3	185,5	46,9	56,7	55,9	31,8
	14	48,6	198,0	192,0	48,6	61,3	52,4	37,5
	15	49,5	200,2	194,0	49,5	62,6	52,2	38,3
	16	51,1	203,9	197,4	51,1	65,2	51,5	40,6
	17	52,3	204,8	198,0	52,3	65,7	52,8	39,7
	18	54,6	209,4	202,2	54,6	69,1	52,1	42,4
3	19	59,0	220,9	212,9	59,0	73,9	53,1	44,4
	20	58,1	214,8	206,8	58,1	68,0	58,7	35,4
	21	61,5	224,4	215,8	61,5	74,5	55,6	42,1
	22	61,5	221,6	212,9	61,5	70,8	60,3	35,1
	23	66,0	233,6	224,1	66,0	78,3	57,4	42,2
	24	68,6	238,6	228,6	68,6	79,5	59,6	40,2
4	25	73,8	252,6	241,5	73,8	85,7	59,5	43,6
	26	82,6	251,3	237,3	82,6	88,5	69,0	31,8
	27	98,8	275,7	257,4	98,8	108,2	66,0	44,0
5	28	128,4	328,5	302,4	128,4	139,3	67,2	54,0
6	29	208,7	452,0	401,0	208,7	248,1	57,3	134,2

Tab. 5.8: Výstupní rychlosti z rotoru pro jednotlivé stupně

Kužel	Stupeň	Označení veličiny a jednotka						
		W _{2a}	W ₂	C _{2a}	C ₂	α ₂	C _{2u}	W _{2u}
		[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[°]	[m/s]	[m/s]
1	1	31,1	146,0	31,1	33,0	70,7	10,9	142,7
	2	31,8	147,9	31,8	34,1	68,7	12,4	144,5
	3	32,6	149,3	32,6	35,2	67,7	13,3	145,7
	4	32,2	146,6	32,2	33,8	72,6	10,1	143,0
	5	33,2	150,0	33,2	35,7	68,6	13,0	146,3
	6	34,4	152,9	34,4	37,7	65,7	15,5	149,0
	7	35,8	156,6	35,8	40,3	62,5	18,6	152,4
	8	37,3	156,3	37,3	41,3	64,6	17,7	151,8
	9	38,9	158,7	38,9	43,5	63,5	19,4	153,8
	10	40,8	163,0	40,8	46,9	60,5	23,1	157,8
2	11	46,4	185,2	46,4	53,7	59,7	27,1	179,3
	12	47,0	185,3	47,0	53,8	60,9	26,2	179,3
	13	48,2	187,6	48,2	55,5	60,4	27,4	181,3
	14	48,7	184,7	48,7	53,9	64,7	23,1	178,2
	15	49,9	185,7	49,9	54,8	65,7	22,6	178,8
	16	51,9	189,6	51,9	57,6	64,4	24,9	182,4
	17	53,6	192,1	53,6	59,4	64,5	25,6	184,5
	18	56,4	198,7	56,4	64,0	61,9	30,1	190,5
3	19	58,1	204,7	58,1	63,8	65,6	26,3	196,3
	20	60,3	211,0	60,3	67,3	63,6	29,9	202,2
	21	62,8	217,3	62,8	70,9	62,4	32,9	208,1
	22	64,5	220,7	64,5	71,9	63,8	31,8	211,1
	23	68,8	232,6	68,8	78,5	61,1	37,9	222,2
	24	70,7	237,6	70,7	78,9	63,6	35,1	226,9
4	25	78,9	248,8	78,9	86,3	66,2	34,8	235,9
	26	86,5	253,0	86,5	90,7	72,5	27,3	237,8
	27	113,2	302,3	113,2	129,2	61,2	62,2	280,3
5	28	155,1	347,6	155,1	165,0	70,1	56,3	311,1
6	29	214,4	416,3	214,4	222,5	74,5	59,5	356,8

5.6 VÝSLEDNÉ PARAMETRY STUPŇOVÉ ČÁSTI

Nyní jsou již známy vlastnosti všech stupňů a řad v parní turbíně. V této kapitole tedy bude přikročeno k vyjádření parametrů celé stupňové části turbíny. Bude vypočtena vnitřní účinnost, součinitel zpětného využití ztrát a bude stanoven vnitřní výkon.

Pro výpočet vnitřní účinnosti je nejdříve třeba stanovit entalpii na konci stupňové části při izoentropické expanzi. Tato entalpie je funkcí tlaku za posledním stupněm a entropie před prvním stupněm:

$$i_{2\text{ iz}}^{\text{šč}} = fce(p_{220}; s_{01}) = 2117,4 \text{ kJ/kg} \quad (5.94)$$

Odtud je možné zjistit izoentropický spád na stupňovou část:

$$H_{\text{iz}}^{\text{šč}} = i_{01} - i_{2\text{ iz}}^{\text{šč}} = 3293,7 - 2117,4 = 1176,3 \text{ kJ/kg} \quad (5.95)$$

Skutečný entalpický spád pak je:

$$H^{\text{šč}} = i_{01} - i_{220} = 3293,7 - 2261,5 = 1032,3 \text{ kJ/kg} \quad (5.96)$$

Podílem těchto spádů dostaneme vnitřní účinnost stupňové části turbíny:

$$\eta_i^{\text{šč}} = \frac{H^{\text{šč}}}{H_{\text{iz}}^{\text{šč}}} = \frac{1032,3}{1176,3} = 0,878 [-] \quad (5.97)$$

Vnitřní účinnost stupňové části turbíny je 87,8 %. Po započítání ztráty výstupní rychlostí dostaneme vnitřní termodynamickou účinnost. Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_{c2} = \frac{c_{220}^2}{2} = \frac{222,5^2}{2} = 24\,753,1 \text{ J/kg} = 24,8 \text{ kJ/kg} \quad (5.98)$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části:

$$\eta_{tdi}^{\text{šč}} = \frac{H^{\text{šč}} - z_{c2}}{H_{\text{iz}}^{\text{šč}}} = \frac{1032,3 - 24,8}{1176,3} = 0,856 [-] \quad (5.99)$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části je 85,6 %. Dalším parametrem popisujícím turbínu je součinitel zpětného využití ztrát (tzv. reheat faktor):

$$1 + f = \frac{\sum H_{\text{iz}}^{\text{ST}}}{H_{\text{iz}}^{\text{šč}}} = \frac{1243,3}{1176,3} = 1,057 [-] \quad (5.100)$$

Zbývá vypočítat vnitřní výkon stupňové části. Vnitřní výkon je výsledkem součinu entalpického spádu a hmotnostního toku. Protože hmotnostní tok není stejný v celé stupňové části, je nutné výpočet vnitřního výkonu rozdělit na několik částí. Konkrétně na pět, přičemž první čtyři části odpovídají kuželům 1 až 4 a pátá část je tvořena dohromady kuželi 5 a 6. Takto je dosaženo toho, že v každé části je konstantní hmotnostní tok páry. Nejprve je nutné zjistit entalpické spády v jednotlivých částech:

$$H_1 = i_{01} - i_{210} = 3293,7 - 3098,6 = 195,1 \text{ kJ/kg} \quad (5.101)$$

$$H_2 = i_{011} - i_{218} = 3098,6 - 2860,6 = 238,0 \text{ kJ/kg} \quad (5.102)$$

$$H_3 = i_{019} - i_{224} = 2860,6 - 2614,9 = 245,7 \text{ kJ/kg} \quad (5.103)$$

$$H_4 = i_{0_{25}} - i_{2_{27}} = 2614,9 - 2452,6 = 162,3 \text{ kJ/kg} \quad (5.104)$$

$$H_5 = i_{0_{28}} - i_{2_{29}} - z_{c2} = 2452,6 - 2261,5 - 24,8 = 166,3 \text{ kJ/kg} \quad (5.105)$$

U entalpického spádu v páté části bylo nutné ještě odečíst ztrátu výstupní rychlostí. Hmotnostní toky jsou shrnuty v tabulce 5.1. Vnitřní výkony pro jednotlivé části tedy jsou:

$$P_{i1} = H_1 \cdot M_1 = 195,1 \cdot 17,041 = 3325,1 \text{ kW} \quad (5.106)$$

$$P_{i2} = H_2 \cdot M_2 = 238,0 \cdot 18,056 = 4294,5 \text{ kW} \quad (5.107)$$

$$P_{i3} = H_3 \cdot M_3 = 245,7 \cdot 16,980 = 4174,0 \text{ kW} \quad (5.108)$$

$$P_{i4} = H_4 \cdot M_4 = 162,3 \cdot 15,942 = 2587,1 \text{ kW} \quad (5.109)$$

$$P_{i5} = H_5 \cdot M_5 = 166,3 \cdot 14,966 = 2490,7 \text{ kW} \quad (5.110)$$

Celkový vnitřní výkon stupňové části je součtem vnitřních výkonů jednotlivých částí:

$$P_i^{sč} = \sum_{j=1}^5 P_{ij} = 16\,871,4 \text{ kW} \quad (5.111)$$

5.7 SHRUTÍ NÁVRHU STUPŇOVÉ ČÁSTI

Detailní tepelný výpočet stupňové části s přetlakovým lopatkováním navrhované parní turbíny proběhl na základě metody ca/u . Postup výpočtu včetně výsledků byl popsán v předchozích podkapitolách a vycházel z výsledků předběžného návrhu stupňové části.

Výsledkem detailního výpočtu je stupňová část s 29 přetlakovými stupni v rozvržení 10-8-6-3-1-1, přičemž jednotlivé části odpovídají výpočtovým kuželům z předběžného návrhu. Oproti předběžnému návrhu, kde bylo rozvržení 9-8-6-4-1-1, byl z důvodu vysokého zatížení stupňů přidán jeden stupeň do prvního kužele a z důvodu nízkého zatížení byl ubrán jeden stupeň z kužele 4. V ostatních kuželech zůstal počet stupňů nezměněn.

V rámci detailního výpočtu pak byla stanovena základní geometrie všech lopatkových řad, kdy byly určeny jednotlivé průměry, délky lopatek a výstupní úhly. Dále byly vypočítány stavy a rychlosti páry vždy před a za každou lopatkovou řadou, byly vyčísleny ztráty a bylo stanoveno zatížení, stupeň reakce a vnitřní účinnost každého stupně.

Celkový vnitřní výkon stupňové části je 16 871,4 kW, vnitřní účinnost je 87,8 % a vnitřní termodynamická účinnost je 85,6 %. Výsledná účinnost je zatížena zejména velkou ztrátou výstupní rychlostí a také ztrátou způsobenou vlhkostí páry na posledních stupních. Reheat faktor byl stanoven na 1,057.

6 VÝSLEDNÉ PARAMETRY TURBÍNY

Tato kapitola se bude věnovat výpočtu celkových vlastností navrhované parní turbíny. Budou tedy zahrnuty všechny stupně, tedy regulační stupeň i celá stupňová část. Vypočítána bude vnitřní termodynamická účinnost, celkový vnitřní výkon, svorkový výkon a střední zatížení stupně.

Pro výpočet účinnosti je opět nutné stanovit entalpii po izoentropické expanzi na konci turbíny. Tentokrát je funkcí tlaku za posledním stupněm a entropie na vstupu do regulačního stupně, stav před regulačním stupněm je označen indexem $0'$ v souladu s označením v tepelném schématu:

$$i_{2\text{ iz}}^T = fce(p_{220}; s_{0'}) = 2108,1 \text{ kJ/kg} \quad (6.1)$$

Izoentropický spád na celou turbínu:

$$H_{iz}^T = i_{0'} - i_{2\text{ iz}}^T = 3365,0 - 2108,1 = 1256,9 \text{ kJ/kg} \quad (6.2)$$

Skutečný entalpický spád na turbínu:

$$H^T = i_{0'} - i_{220} = 3365,0 - 2261,5 = 1103,5 \text{ kJ/kg} \quad (6.3)$$

Vnitřní účinnost turbíny:

$$\eta_i^T = \frac{H^T}{H_{iz}^T} = \frac{1103,5}{1256,9} = 0,878 [-] \quad (6.4)$$

Vnitřní termodynamická účinnost (vnitřní účinnost se započítáním ztráty výstupní rychlostí):

$$\eta_{tdi}^T = \frac{H^T - z_{c2}}{H_{iz}^T} = \frac{1103,5 - 24,8}{1256,9} = 0,858 [-] \quad (6.5)$$

Vnitřní výkon turbíny je součtem výkonu regulačního stupně a stupňové části:

$$P_i^T = P_i^{RS} + P_i^{S\check{C}} = 1\,288,2 + 16\,871,4 = 18\,159,6 \text{ kW} \quad (6.6)$$

Následně bude vypočten orientační svorkový výkon, pro přesnou hodnotu je třeba znalost reálné mechanické účinnosti, účinnosti převodovky a účinnosti generátoru. V rámci této práce jsou hodnoty zvoleny pro všechny tyto účinnosti. Přibližný spojkový výkon tedy je:

$$P_{SV} = P_i^T \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{přev} \cdot \eta_{gen} \quad (6.7)$$

$$P_{SV} = 18\,159,6 \cdot 0,989 \cdot 0,985 \cdot 0,98 = 17\,336,6 \text{ kW}$$

Posledním charakteristickým parametrem pro turbínu v této práci je střední zatížení turbíny. To zahrnuje současně vliv zatížení (vyjádřeného tlakovým číslem) regulačního stupně a celé stupňové části. Velikost středního zatížení turbíny bude větší než zatížení naprosté většiny stupňů v přetlakové části, to je z důvodu použití rovnotlakého lopatkování na regulačním stupni, které umožňuje vyšší míru zatížení stupně než přetlakové lopatkování.

$$\Psi = \frac{H_{iz}^{RS} \cdot \Psi^{RS} + \sum (H_{iz}^{ST} \cdot \Psi^{ST})}{H_{iz}^{RS} + \sum H_{iz}^{ST}} \quad (6.8)$$

$$\Psi = \frac{92,3 \cdot 5,14 + 3647,1}{92,3 + 1243,3} = 3,09 [-]$$

Tímto je završen proces návrhu lopatkové části parní turbíny. Navržená turbína má vnitřní termodynamickou účinnost 85,8 % a celkový vnitřní výkon 18 159,6 kW, což při započtení mechanických ztrát, ztrát v převodovce a generátoru odpovídá svorkovému výkonu o přibližné hodnotě 17 620,3 kW. Střední zatížení turbíny je 3,09. Hodnoty výkonů jsou pouze orientační kvůli zjednodušením, která byla v této práci zavedena. Těmito zjednodušeními se myslí například fakt, že v rámci této práce není uvažován odběr páry pro zahlcení ucpávek, nebo to, že mnoho veličin, které by v reálném případě vycházely z ověřených podkladů, je v této práci voleno (například jednotlivé účinnosti při výpočtu svorkového výkonu), apod.

7 NÁVRH VYROVNÁVACÍHO PÍSTU

Při provozu parní turbíny působí na rotor axiální síly. Tyto síly jsou způsobeny zejména dvěma mechanismy. Jednak axiální síly od proudu páry, který působí na lopatky, a také síly vznikající z rozdílu tlaků páry před a za řadou rotorových lopatek. Axiální síla od tlaku páry vzniká také na každé změně průřezu rotoru vystavenému páře. Celková axiální síla je pak výslednicí všech těchto dílčích sil. Z důvodu působení těchto sil je nutné použití axiálních ložisek, která kompenzují silové namáhání. Tato ložiska často nejsou schopna zachytit výslednou axiální sílu, nebo by byla příliš velká, proto se musí uvažovat o dalších možnostech vyrovnání axiálních sil. Jednou možností je změna směru toku páry, toto řešení se však používá především pro větší turbíny (tzv. diablolo provedení), druhou možností je použití vyrovnávacího pístu. [3]

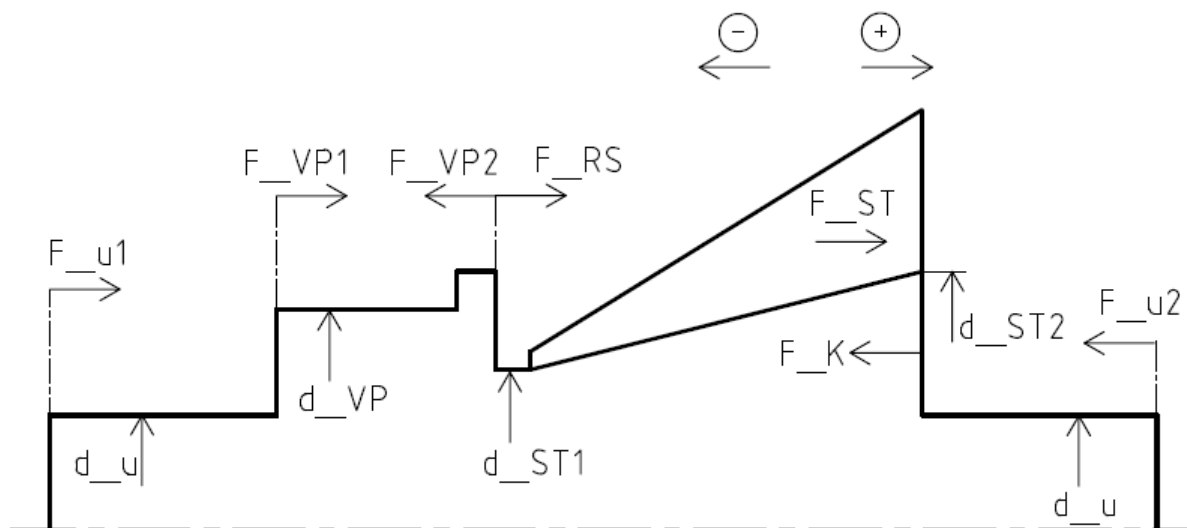
Vyrovnávací píst se většinou nachází u regulačního stupně. K vyrovnání axiálních sil dochází pomocí rozdílu tlaků páry před a za pístem, přičemž pára působí svým tlakem na přilehlé plochy. Jsou tedy dva základní parametry, které ovlivňují návrh vyrovnávacího pístu, a to rozdíl tlaků před a za pístem (tedy tlaky páry před a za pístem) a také průměr vyrovnávacího pístu. Pomocí nastavení těchto dvou parametrů dojde k nastavení výsledné axiální síly v turbíně pro návrhový stav. [3]

Z předchozích odstavců je jasné, že pro funkci vyrovnávacího pístu je nutný tok páry do pístu. Tato pára je zajištěna odběrem páry za regulačním stupněm, tlak páry na vstupu do pístu je tedy stejný jako tlak za regulačním stupněm. Průměr vyrovnávacího pístu by se pak měl pohybovat mezi patním průměrem prvního stupně ve stupňové části a patním průměrem regulačního stupně. Pokles tlaku ve vyrovnávacím pístu na navrhnutou hodnotu je dosažen pomocí labyrintových ucpávek. Pára, která prošla vyrovnávacím pístem, je zavedena zpět do turbíny na vhodné místo (z hlediska tlaku této páry) mezi jednotlivými kuželi. Návrh vyrovnávacího pístu tedy bude mít dvě části, v první bude stanoven tlak za vyrovnávacím pístem, průměr vyrovnávacího pístu a bude vypočtena výslednice axiálních sil, ve druhé části bude proveden výpočet ucpávek pro zjištění hmotnostního toku páry do pístu. V obou těchto částech bude postupováno dle metodiky uvedené v [2,3].

7.1 VÝSLEDNICE AXIÁLNÍCH SIL

Výpočet axiálních sil bude vycházet z obr. 7.1. Na obrázku je zjednodušený náčrt turbíny s vyznačením jednotlivých axiálních sil. Jsou také vyznačeny průměry rotorových částí, které budou důležité pro výpočet obsahů jednotlivých ploch, na které působí tlak páry. Podstatné je také označení kladného a záporného směru pro působící síly. Návrh vyrovnávacího pístu se neprovádí tak, aby výslednice byla nulová, nýbrž tak, aby výslednice sil byla o určité velikosti v požadovaném směru. Axiální ložiska jsou sice totožné pro oba směry a jsou tedy schopna pokrýt případnou změnu směru výslednice sil při nenávrhových stavech. Vždy je ale stanoveno hlavní a pomocné ložisko.

Většinou je vyžadováno, aby výslednice sil měla kladný směr (na obrázku tedy směrem doprava) a v rámci této práce je požadavek, aby se tato výsledná síla pohybovala v rozmezí 5 až 30 kN při návrhovém stavu.



Obr. 7.1: Schéma rotoru a působících axiálních sil

Z obrázku je patrné, že výslednice axiálních sil je dána následující rovnicí (při nutnosti dodržení zavedené znaménkové konvence):

$$F_a = F_{U1} + F_{VP1} - F_{VP2} + F_{ST} - F_K - F_{U2} \quad (7.1)$$

Nyní budou jednotlivé síly vypočteny. Nejdříve je však nutné objasnit a vyčíslit jednotlivé průměry a tlaky. Průměr hřídele s ucpávkami:

$$d_U = 0,300 \text{ m} \quad (7.2)$$

Průměr vyrovnávacího pístu byl stanoven na základě iteračního výpočtu na velikost:

$$d_{VP} = 0,580 \text{ m} \quad (7.3)$$

Průměr d_{ST1} odpovídá patnímu průměru prvního stupně ve stupňové části turbíny (tedy patnímu průměru prvního kužele):

$$d_{ST1} = D_{Ip} = 0,427 \text{ m} \quad (7.4)$$

Průměr d_{ST2} odpovídá patnímu průměru posledního stupně ve stupňové části turbíny (tedy patnímu průměru posledního kužele):

$$d_{ST2} = D_{VIp} = 0,650 \text{ m} \quad (7.5)$$

Dále je třeba objasnit jednotlivé tlaky a jejich velikosti. Uvažovaný atmosférický tlak:

$$p_{atm} = 1 \text{ bar} = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (7.6)$$

Následuje volba tlaku páry za vyrovnávacím pístem. Tato volba je ovlivněna zejména výslednicí axiálních sil (přibližné určení tlaku). Konkrétní hodnota tlaku také záleží na dalším využití této páry, pro navrhovanou turbínu v této práci se počítá se zavedením této páry mezi první a druhý kužel stupňové části (tedy za 10. stupeň), tomu odpovídá i zvolený tlak:

$$p_{VP} = p_{2_{10}} = 22,0 \text{ bar} = 22,0 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (7.7)$$

Tlak na vstupu do vyrovnávacího pístu je stejný jako tlak za regulačním stupněm:

$$p_{RS2} = 48,8 \text{ bar} = 48,8 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (7.8)$$

Tlak za turbínou:

$$p_K = 0,07 \text{ bar} = 0,07 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (7.9)$$

Nyní lze přikročit k výpočtu jednotlivých sil. Velikost každé síly je dána tlakem páry a obsahem plochy, na kterou tento tlak působí. Z tohoto důvodu jsou obsahy ploch u některých sil ve formě obsahu mezikruží¹⁰:

$$F_{U1} = F_{U2} = \frac{\pi \cdot d_U^2}{4 \cdot 1000} \cdot p_{atm} = \frac{\pi \cdot 0,3^2}{4 \cdot 1000} \cdot 1 \cdot 10^5 = 7,1 \text{ kN} \quad (7.10)$$

$$F_{VP1} = \frac{\pi \cdot (d_{VP}^2 - d_U^2)}{4 \cdot 1000} \cdot p_{VP} \quad (7.11)$$

$$F_{VP1} = \frac{\pi \cdot (0,58^2 - 0,3^2)}{4 \cdot 1000} \cdot 22,0 \cdot 10^5 = 426,5 \text{ kN}$$

$$F_{VP2} = \frac{\pi \cdot (d_{VP}^2 - d_{ST1}^2)}{4 \cdot 1000} \cdot p_{RS2} \quad (7.12)$$

$$F_{VP2} = \frac{\pi \cdot (0,58^2 - 0,427^2)}{4 \cdot 1000} \cdot 48,8 \cdot 10^5 = 590,5 \text{ kN}$$

Síla působící na rotorové lopatky jsou dány součtem sumy axiálních sil na oběžné lopatky ve stupňové části a síly, která působí na oběžné kolo v regulačním stupni. Axiální síly ve stupňové části byly vyjádřeny v kapitole 5.4.1 a 5.4.2. Pro regulační stupeň byla axiální síla vyjádřena v kapitole 3.3. Výsledná síla od oběžných lopatek tedy je:

$$F_{ST} = \sum F_a^{ST} + F_a^{RS} = 181,1 \text{ kN} \quad (7.13)$$

Poslední silou, která zbývá vyjádřit je síla působící na vertikální plochu mezi patou posledního kužele a zadními ucpávkami:

$$F_K = \frac{\pi \cdot (d_{ST2}^2 - d_U^2)}{4 \cdot 1000} \cdot p_K \quad (7.14)$$

$$F_K = \frac{\pi \cdot (0,65^2 - 0,3^2)}{4 \cdot 1000} \cdot 0,07 \cdot 10^5 = 1,8 \text{ kN}$$

Nyní je již možné přistoupit k výpočtu výslednice těchto sil. Z předchozích poznatků je zřejmé, že síly F_{U1} a F_{U2} mají stejnou velikost a opačný směr, je proto možné je z výpočtu vypustit:

$$F_a = F_{VP1} - F_{VP2} + F_{ST} - F_K \quad (7.15)$$

$$F_a = 426,5 - 590,5 + 181,1 - 1,8 = 15,3 \text{ kN}$$

Výslednice axiálních sil tedy má kladný směr a velikost dle požadavků (požadováno rozmezí 5 až 30 kN). Navrhnutý vyrovnávací píst tedy vyhovuje. Následně je ještě nutné zjistit

¹⁰ Tento výpočet se formou drobně liší od vzorového výpočtu v [2,3]. Jedná se však jen o rozdíl ve vyjádření jednotlivých sil. Zde jsou vyjádřeny jednotlivé síly, zatímco v literatuře je po roznásobení a následném vytýkání vyjádřen rozdíl tlaků. Oba postupy však vedou ke stejnému výsledku.

potřebný tok páry, která proudí do pístu, o tuto hodnotu také bude snížen hmotnostní tok páry do prvního kužele stupňové části.

7.2 HMOTNOSTNÍ TOK PÁRY UCPÁVKAMI PÍSTU

V předchozí kapitole byl stanoven pokles tlaku a rozměry vyrovnávacího pístu. Zbývá dopočítat hmotnostní tok páry pístem. Ten je ovlivněn požadovaným snížením tlaku, počtem a tvarem ucpávek. Pro výběr vztahu pro hmotnostní tok je nutná znalost toho, zda na posledním břitu ucpávky dochází ke kritickému proudění.

Nejdříve se zjistí poměr tlaků před a za ucpávkou:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{VP}}{p_{RS2}} = \frac{22,0}{48,8} = 0,452 [-] \quad (7.16)$$

Volba počtu ucpávek:

$$z = 50 \quad (7.17)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{kr} = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{50 + 1,25}} = 0,115 [-] \quad (7.18)$$

Platí následující nerovnost:

$$\pi > \pi_{kr} \quad (7.19)$$

V ucpávce tedy nedochází ke kritickému proudění a vztah pro výpočet hmotnostního toku páry je:

$$M = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad (7.20)$$

Pro výpočet průtoku nejsou známy všechny parametry. Nejdříve je třeba stanovit radiální vůli mezi břity a statorem. Konstanta B se volí dle použitého materiálu, v tomto případě je zvolena hodnota 0,85 (odpovídá použití feritické oceli). Radiální vůle:

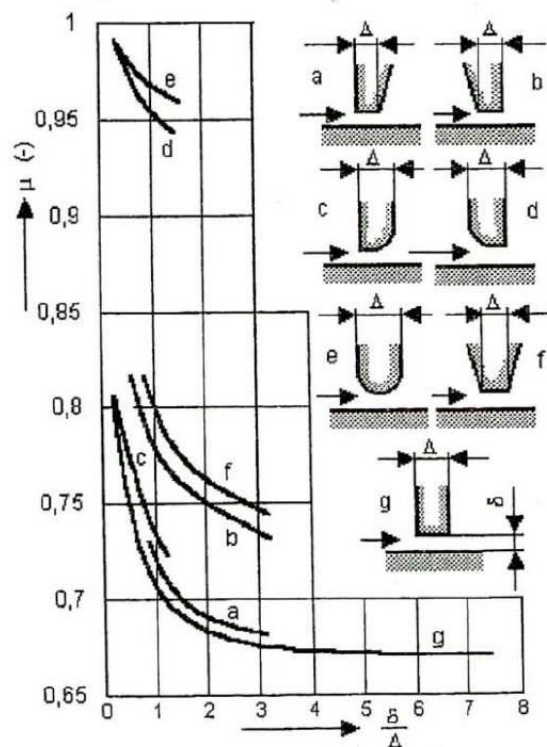
$$\delta = B \cdot \frac{d_{VP}}{1000} + 0,25 = 0,85 \cdot \frac{580}{1000} + 0,25 = 0,7 \text{ mm} \quad (7.21)$$

Šířka břitu ucpávky:

$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (7.22)$$

Pomocí následujícího poměru bude následně z obrázku 7.2 odečtena velikost průtokového součinitele:

$$\frac{\delta}{\Delta} = \frac{0,7}{0,3} \approx 2,3 [-] \quad (7.23)$$



Obr. 7.2: Diagram pro průtokový součinitel ucpávek [3]

Průtokový součinitel tedy je:

$$\mu = 0,67 [-] \quad (7.24)$$

Průtočný průřez ucpávky:

$$S = \pi \cdot d_{VP} \cdot \delta = \pi \cdot 0,58 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3} = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (7.25)$$

Nyní jsou již známy všechny veličiny pro vztah 7.20. Hmotnostní tok ucpávkami vyrovnávacího pístu tedy je:

$$M = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_{RS2}^2 - p_{VP}^2}{p_{RS2} \cdot v_{RS2} \cdot Z}} \quad (7.26)$$

$$M = 0,67 \cdot 1,35 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{(48,8 \cdot 10^5)^2 - (22,0 \cdot 10^5)^2}{48,8 \cdot 10^5 \cdot 0,0638 \cdot 50}} = 1,015 \text{ kg/s}$$

Hmotnostní tok páry ucpávkami je 1,015 kg/s, což odpovídá přibližně 3,65 t/h. O tuto hodnotu je menší hmotnostní tok páry prvním kuzelem oproti regulačnímu stupni.

8 VLIV TEPLoty CHLADICÍ VODY NA POSLEDNÍ STUPEŇ

Dalším bodem zadání této práce je stanovit vliv změny teploty chladicí vody v kondenzátoru na poslední stupně navržené parní turbíny. Jedná se tedy o posouzení nenávrhového stavu. Pro účely této kapitoly tedy bude ve výpočtu změněna teplota chladicí vody z původní hodnoty 25 °C postupně na 20 °C, 15 °C, 30 °C a 35 °C.

8.1 TEORETICKÝ ROZBOR

Změna teploty chladicí vody má přímý dopad na tlak v kondenzátoru. Při poklesu teploty chladicí vody tedy dojde ke snížení tlaku v kondenzátoru a při zvýšení teploty chladicí vody se tlak v kondenzátoru zvýší. Tlak v kondenzátoru pak stanovuje koncový bod expanze v turbíně. Klesne-li tlak v kondenzátoru, tak dojde ke zvětšení izoentropického entalpického spádu na turbínu a tedy i na jednotlivé stupně. Důsledkem zvýšení izoentropického entalpického spádu při zachování geometrie turbíny je nárůst zatížení stupňů. Tímto efektem je nejvíce ovlivněn poslední stupeň, který je neblíže ke kondenzátoru, proto se bude tato část práce zabývat převážně účinky právě na něj. Naopak dojde-li ke zvýšení tlaku v kondenzátoru, tak se izoentropický entalpický spád na turbínu sníží, čímž u stupňů klesne jejich zatížení.

Z předchozího odstavce je zřejmé, že z hlediska bezpečnosti provozu parní turbíny je nejnebezpečnějším stavem výrazné snížení teploty chladicí vody (tedy i tlaku v kondenzátoru). S nárůstem zatížení (tlakového čísla) na poslední stupeň se bude zvětšovat i axiální síla, která na tento stupeň působí. Tím dojde ke zvýšení ohybového napětí v patě posledních lopatek a může dojít až k jejich poškození. Účelné snižování teploty chladicí vody bez konkrétní znalosti tohoto pevnostního účinku tedy není rozumné.

Kromě zvýšení zatížení a zvětšení axiální síly působící na lopatky dochází ke změnám i u dalších parametrů. Především lze očekávat u posledního stupně zvýšení stupně reakce (při poklesu tlaku v kondenzátoru), což ovlivní i podobu nových rychlostních trojúhelníků. Lze očekávat nárůst výstupních rychlostí,¹¹ přičemž je třeba brát také ohled na nové Machovo číslo. Například v rámci této práce je Machovo číslo (pro relativní rychlost) na výstupu z posledního stupně při návrhovém stavu 1,016. Přičemž maximální doporučená hodnota pro Machovo číslo pro relativní rychlost na výstupu z posledního stupně je stanovena na 1,02. S nárůstem výstupních rychlostí dojde také k nárůstu tohoto typu ztrát.

Změna tlaku v kondenzátoru bude mít vliv také na účinnost posledního stupně. Návrh parních turbín je totiž optimalizován na největší účinnost při návrhovém stavu. Proto pokud dojde k nenávrhovému stavu, lze očekávat pokles účinnosti postižených stupňů. Toto nemusí platit vždy, je možné, že při drobné změně tlaku v kondenzátoru dojde u některých stupňů k malému nárůstu účinnosti, což záleží na zatížení daných stupňů při návrhovém stavu. Při větších změnách tlaku však vždy dojde k poklesu účinnosti. S poklesem účinnosti se sníží i výkon daného stupně.

¹¹ Pokles tlaku v kondenzátoru zvýší tlakový spád a dojde také ke zvětšení měrného objemu páry, což při zachování stejného průtočného průřezu povede k nutnému nárůstu absolutní rychlosti páry.

8.2 VÝSLEDKY

Nyní dojde ke shrnutí vlivu změny teploty chladicí vody na poslední stupeň. Tento vliv bude demonstrován na několika vybraných veličinách, viz tabulka 8.1.

Tab. 8.1: Vliv změny teploty chladicí vody na poslední stupeň

Teplota chladicí vody	°C	25	20	15	30	35
Tlak v kondenzátoru	bar	0,07	0,06	0,04	0,10	0,12
Měrný objem páry	m ³ /kg	17,17	25,34	33,25	15,26	12,03
Tlakové číslo	-	3,18	3,93	4,65	2,50	1,92
Stupeň reakce	-	0,47	0,56	0,67	0,38	0,30
Vnitřní účinnost	-	0,789	0,76	0,72	0,79	0,78
Izoentropický spád	kJ/kg	140,6	173,6	205,7	110,7	84,8
Machovo číslo pro w_2	-	1,016	1,296	1,648	0,808	0,650
Ztráta výstupní rychlostí	kJ/kg	24,8	49,8	100,0	14,6	11,8
Vnitřní výkon stupně	kW	1289,4	1212,7	704,9	1107,9	873,1
Výslednice axiálních sil	kN	13,4	17,6	24,8	4,2	-5,9

V tabulce 8.1 jsou zaneseny hodnoty vybraných veličin pro jednotlivé teploty chladicí vody. Návrhová porovnávací teplota chladicí vody je zcela vlevo (25 °C). U většiny veličin můžeme pozorovat změnu, která byla predikována v předchozí kapitole. Červeně jsou pak v tabulce vyznačeny hodnoty, které nespádají do doporučených rozmezí pro danou veličinu při použití přetlakového lopatkování.

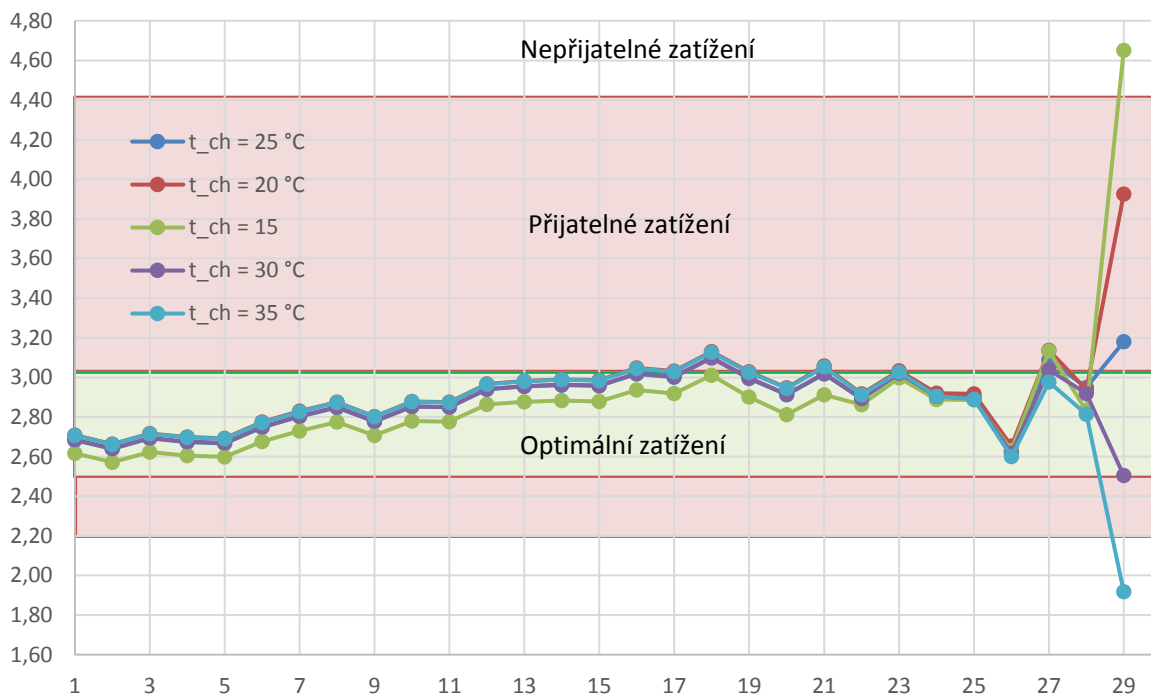
Zatížení (tlakové číslo) stupně by se pro přetlakové lopatkování mělo pohybovat v rozmezí 2,2 až 4,4, přičemž nejvyšší účinnost bývá dosahována v rozmezí 2,5 až 3,0. Můžeme pozorovat, že už při návrhovém stavu je poslední stupeň lehce přetížený oproti ideálnímu rozmezí. Při poklesu teploty chladicí vody pak dochází k nárůstu zatížení, které je však ještě pro $t_{CHI} = 20$ °C stále v přijatelných mezích, naopak pro teplotu 15 stupňů již zatížení dosáhlo velmi vysoké hodnoty a dá se předpokládat poškození posledních lopatek. Mimo údaje v rámci této tabulky byl proveden podobný výpočet i pro další teploty chladicí vody a bylo zjištěno, že mezní hodnoty zatížení pro přetlakový stupeň (4,4) je dosaženo poblíž teploty chladicí vody 16 °C (tlakové číslo zde je 4,42). Při této teplotě chladicí vody tedy teoreticky ještě lze turbínu provozovat z hlediska zatížení stupně, avšak je nutné brát ohled i na změnu dalších parametrů, zejména ohybového napětí v patě lopatky, které není v této práci řešeno. Při dané teplotě chladicí vody by měl být snížen průtok do turbíny. [5]

Naopak při zvýšení teploty chladicí vody oproti návrhovému stavu došlo k poklesu zatížení. Pro $t_{CHI} = 25$ °C dokonce toto zatížení spadlo do ideálního rozmezí, což je doprovázeno i lehkým nárůstem vnitřní účinnosti posledního stupně. I přes tento nárůst účinnosti však z důvodu menšího entropického spádu dochází k poklesu výkonu. Při teplotě chladicí vody 35 °C klesne tlakové číslo i pod širší rozmezí pro přetlakové lopatkování. Stupeň zde sice není optimálně zatížený, ale pořád plní svou funkci, k ohrožení bezpečnosti provozu by mohlo dojít až pokud by tlakové číslo kleslo do záporných hodnot. V tom případě by nastalo zpětné proudění, které je nežádoucí. Pokles tlakového čísla pod optimální hodnotu

je ilustrován i poklesem vnitřní účinnosti. I když při tomto stavu nehrozí poškození lopatek vlivem změny tlaku v kondenzátoru, tak provoz v tomto režimu nelze doporučit z důvodu horší ekonomiky provozu.

Při poklesu teploty chladicí vody můžeme pozorovat poměrně podstatný nárůst měrného objemu páry. Pokud je uvažována konstantní axiální průtočná plocha, tak se tento nárůst měrného objemu musí projevit nárůstem rychlostí ve stupni. To je prokázáno nárůstem Machova čísla, které je akceptovatelné ještě pro teplotu $t_{CHI} = 20\text{ °C}$, ale není již akceptovatelné pro nižší teplotu. Respektive při detailnějším návrhu by bylo nutné počítat s nadzvukovým prouděním a návrh posledních stupňů tomu přizpůsobit (například použitím nadzvukových profilů). Při nižší než návrhové teplotě lze pak pozorovat výrazné snížení rychlosti páry na výstupu ze stupně. Rozdílnou velikost výstupních rychlostí pro různé teploty ilustruje také ztráta výstupní rychlostí, která ovlivňuje termodynamickou účinnost celé turbíny.

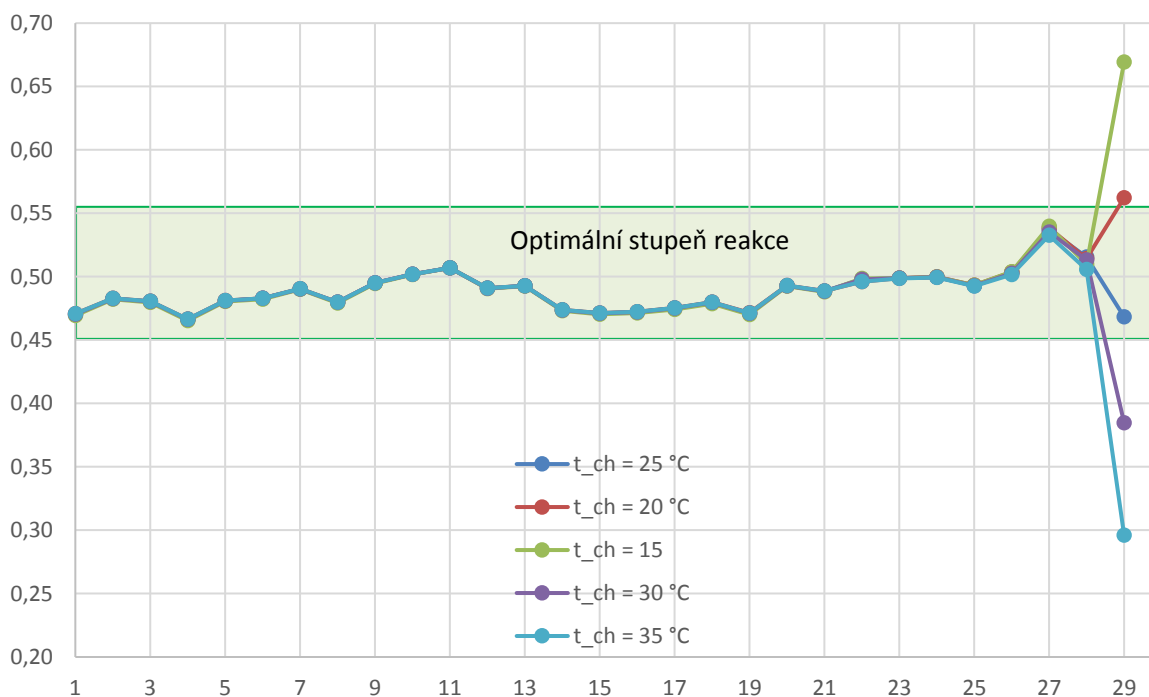
Porovnávanou veličinou byla také výslednice axiálních sil (výpočet pro návrhový stav byl proveden v kapitole 7.1. Při poklesu teploty chladicí vody lze pozorovat nárůst výsledné axiální síly, pro teplotu 20 °C i 15 °C však stále splňuje požadované rozmezí sil (5 až 30 kN)¹². Naopak při zvýšení teploty chladicí vody dochází ke zmenšení výslednice axiálních sil. Pro teplotu 30 °C klesá i pod požadované rozmezí, to ale nebrání bezpečnému provozu turbíny. Při teplotě 35 °C pak došlo k tomu, že výslednice axiálních sil má opačný směr než pro návrhový stav. Ani v tomto případě tato síla nezamezuje bezpečnému provozu, protože ložiska jsou navrhovaná pro stejné síly do obou směrů. Tento stav však není v běžném provozu příliš žádoucí.



Obr. 8.1: Průběh tlakového čísla v turbíně

¹² Návrhový stav axiálního ložiska je 5 až 50 kN . Při provozu se axiální síla v turbíně při různých stavech může pohybovat mezi -30 až $+30\text{ kN}$. Z tohoto důvodu je hlavní i pomocné ložisko stejně velké

Na obrázku 8.1 je znázorněn průběh tlakového čísla v turbíně. Lze pozorovat, že největší výkyv zatížení nastal na posledním stupni. Konkrétní vliv zatížení na poslední stupeň byl popsán v předchozích odstavcích. V rámci této práce není řešen vliv změny teploty chladicí vody na zatížení regulačního stupně. V praxi by tedy bylo nutné přepočítat stavy páry za regulačním stupněm při nenávrhových stavech a posoudit změnu jeho zatížení. Na obrázku 8.1 je pak znázorněn průběh stupně reakce ve stupňové části turbíny při návrhovém i nenávrhových stavech. Opět lze pozorovat, že nejvíce byl ovlivněn poslední stupeň.



Obr. 8.1: Průběh stupně reakce v turbíně

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout kondenzační parní turbínu o zadaných parametrech a zjistit její vlastnosti při návrhovém a několika nenávrhových stavech. Konkrétními úkoly dle zadání byl návrh a výpočet tepelného schématu, termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny, posouzení vlivu změny teploty chladicí vody na poslední stupně parní turbíny a poslední částí zadání je požadavek na vytvoření konstrukčního výkresu vybraného uzlu turbíny.

V úvodní kapitole této práce je stručně pojednáno o výrobě elektřiny a jednotlivých celcích tepelného schématu, přičemž je vysvětlena jejich funkce a přínos pro tepelný oběh. Následující kapitola se již věnuje návrhu tepelného schématu. Uvažovanými celky tepelného schématu jsou turbína, kondenzátor, kondenzátní čerpadlo, dva nízkotlaké regenerační ohříváky, napájecí nádrž s odplynovákem a napájecí čerpadlo. V průběhu výpočtu jsou stanoveny různé tlakové ztráty a jsou vypočítány stavy a hmotnostní průtoky v jednotlivých bodech tepelného schématu.

Další kapitoly se již věnují návrhu samotné parní turbíny. Její provedení je jednotělesové se třemi neregulovanými odběry, přičemž návrh je prováděn s ohledem na dosažení co nejvyšší účinnosti. Prvním krokem při návrhu parní turbíny je návrh regulačního stupně. Nejprve byl proveden předběžný výpočet, který byl následně zpřesněn detailním výpočtem. Výsledkem je regulační stupeň ve formě A-kolo o středním průměru 0,65 m, otáčkách 5568 min^{-1} (což jsou zároveň i otáčky celé turbíny) a obvodové rychlosti 190 m/s. Návrh vycházel také z zvoleného poměru u/c_{iz} , jehož velikost byla s ohledem na účinnost stupně zvolena na 0,44. Stupeň reakce byl zvolen na hodnotu 0,03.

Pro regulační stupeň byly také zvoleny konkrétní lopátkové profily a byl proveden pevnostní výpočet, který potvrdil realizovatelnost navrhnutého řešení. Vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně je 77,3 % a jeho výkon je 1288,2 kW.

Po návrhu regulačního stupně bylo přikročeno k návrhu stupňové části turbíny, pro kterou bylo zvoleno přetlakové lopátkování. Nejprve byl proveden předběžný návrh, který proběhl samostatně pro 6 průtočných částí turbíny, na které byla turbína rozdělena. Pro každou část byl v rámci předběžného návrhu stanoven přibližný počet stupňů nutný pro zpracování daného entalpického spádu a byla také stanovena základní geometrie první a poslední lopátkové řady.

Na předběžný návrh bylo navázáno detailním návrhem, který proběhl na základě metody c_a/u . Počet stupňů ve stupňové části turbíny je 29 a každý z nich byl předmětem detailního návrhu, kdy byla navržena jeho geometrie a vypočítány termodynamické charakteristiky. Výpočet měl iterační charakter. U každého stupně bylo také zjištěno a vyhodnoceno tlakové číslo, stupeň reakce a vnitřní účinnost. Celkový výkon stupňové části je 16 871,4 kW, vnitřní termodynamická účinnost je 85,6 %. Reheat faktor byl stanoven na 1,057, což odpovídá dobře navrženému lopátkování.

Dále byly vyhodnoceny parametry celé turbíny. Její vnitřní termodynamická účinnost je 85,8 % a celkový vnitřní výkon 18 159,6 kW.

V další části práce byl proveden návrh vyrovnávacího pístu axiálních sil. Pro ovlivnění axiálních sil používá vyrovnávací píst páru, která je odebírána za regulačním stupněm

a zavedena do pístu. Nejprve bylo nutné zvolit průměr vyrovnávacího pístu a tlak páry za ním. Dále byla vypočtena výslednice axiálních sil, která má velikost 15,3 kN a působí ve směru toku páry, což odpovídá požadovanému stavu. Pro snížení tlaku páry ve vyrovnávacím pístu jsou použity labyrintové ucpávky, jejichž návrhem a výpočtem byl stanoven hmotností tok páry do pístu. Tato pára je po průchodu pístem zavedena zpět do turbíny.

V rámci poslední kapitoly byl proveden rozbor vlivu změny teploty chladicí vody na poslední stupně navrhnuté parní turbíny, přičemž geometrie turbíny zůstane nezměněna. Návrhová teplota chladicí vody byla 25 °C, nenávrhové posuzované teploty byly 20 °C, 15 °C, 30 °C a 35 °C. Nejdříve byl proveden teoretický rozbor této problematiky a následně byla uvedena tabulka s vybranými veličinami pro všechny uvažované teploty chladicí vody. Tyto veličiny byly vzájemně porovnány. Bylo ukázáno, že změnou teploty chladicí vody dojde ke změně tlaku v kondenzátoru, což má vliv na izoentropický entalpický spád jak na celou turbínu, tak zejména na její poslední stupeň, který je touto změnou nejvíce zasažen.

Dle předpokladů bylo zjištěno, že při poklesu teploty chladicí vody dojde k výraznému nárůstu zatížení (tlakového čísla) posledního stupně. Pro teplotu chladicí vody 15 °C dokonce hodnota tlakového čísla pro poslední stupeň přesáhla obecně udávanou maximální mez pro přetlakové lopatkování. V takovém případě hrozí i poškození lopatek. Dále se ukázalo, že touto změnou jsou negativně ovlivněny i další parametry posledního stupně, zejména stupeň reakce, vnitřní účinnost, ale také výstupní rychlosti, které při tomto nenávrhovém stavu výrazně přesáhly rychlost zvuku.

Stejným způsobem bylo posuzováno i zvýšení teploty chladicí vody. V takovém případě dojde k nárůstu tlaku v kondenzátoru, což má za důsledek menší izoentropický entalpický spád a pokles zatížení u posledního stupně. Fakt, že změnami teploty chladicí vody byl nejvíce ovlivněn poslední stupeň, byl ilustrován v závěru kapitoly na grafu průběhu tlakového čísla a stupně reakce pro jednotlivé stupně v přetlakové části turbíny.

Jedním z výstupů této diplomové práce je i výkres podélného řezu navrhnuté turbíny. Tento konstrukční výkres vychází z geometrie turbíny, která byla stanovena v této diplomové práci. Případné další podklady pro tvorbu výkresu byly vhodně zvoleny.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999, 217s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [2] KRBEK, Jaroslav a. POLESNÝ, Bohumil. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1986. 336 s. ISBN 55-596-87
- [3] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Parní turbíny a kondenzace*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1987.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory I: základy teorie a výpočtů*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3
- [6] *Parní oběhy*. České vysoké učení technické [online]. Praha [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-04.pdf>
- [7] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2016-03-08]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/25.html>.
- [8] ŠKORPÍK, Jiří. Návrh axiálních stupňů lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2011-03, [last updated 2017-01-14]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/19.html>.
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Konstrukce tepelných turbín a turbokompresorů, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2016-03-07]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/24.html>.
- [10] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3..
- [11] ŠRŮTEK, Petr. *Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 99 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

- [12] HOLMGREN, Magnus. *X Steam: IAPWS IF97 Excel Steam Tables* [počítačový soubor .xls - freeware]. Ver.2.6. [cit. 2017-05-22].

VÝZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zde bude uveden význam nejčastěji používaných zkratek, označení veličin a indexů. U značek, kde není uvedena jednotka, je jednotka určena veličinou, ke které se daná značka vztahuje na základě indexu.

Zkratky (mohou být použity též jako indexy):

G	Generátor
K	Kondenzátor, kondenzace
KČ	Kondenzátní čerpadlo
NČ	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
NTO	Nízkotlaký ohřívák
R	Rotor
RS	Regulační stupeň
S	Stator
SČ	Stupňová část turbíny
ST	Stupeň
T	Turbína
VP	Vyrovňovací píst
VTO	Vysokotlaký ohřívák

Veličiny nebo symboly:

1+f	[-]	Reheat faktor
a	[m/s]	Rychlost zvuku
B	[m]	Šířka lopatky
c	[m/s]	Absolutní rychlost
c	[m]	Délka tětiny lopatky
D	[m]	Průměr
F	[N], [kN]	Síla
H	[kJ/kg]	Entalpický spád
i	[kJ/kg]	Entalpie
k	[-]	Konstanta, součinitel dle indexu
k	[mm]	Radiální vůle
l	[m]	Délka lopatky
M	[kg/s], [t/h]	Hmotnostní tok
M	[N·m]	Moment síly
Ma	[-]	Machovo číslo
n	[s ⁻¹], [min ⁻¹]	Otáčky
p	[bar]	Tlak
P	[kW]	Výkon

Pa	[-]	Parsonsovo číslo
R	[m]	Poloměr
s	[kJ/kgK]	Entropie
s	[m]	Rozteč lopatek
S	[m ²]	Průřez
t	[°C]	Teplota
t	[m]	Tloušťka
u	[m/s]	Obvodová rychlost
v	[m ³ /kg]	Měrný objem
W	[cm ³]	Ohybový modul průřezu
w	[m/s]	Relativní rychlost
x	[-], [mm]	Suchost páry, tolerance radiální vůle
z	[-]	Počet (lopatek, stupňů, apod.)
z	[kJ/kg]	Entalpické ztráty
α	[-], [°]	Poměrné odběrové množství, výstupní úhel z lopatky, konstanta
β	[°]	Výstupní úhel
γ	[°]	Úhel nastavení profile
δ		Nedohřev, součinitel, vůle
Δ		Rozdíl, změna, ztráta, šířka břitu ucpávky [mm]
ε	[-]	Parciální ostřík
η	[-]	Účinnost
λ	[-]	Ztrátový součinitel
μ	[-]	Průtokový součinitel pro ucpávky
ξ	[-]	Ztrátový součinitel (poměrná ztráta)
π	[-]	Tlakový poměr
ρ	[-]	Stupeň reakce
σ	[MPa]	Napětí
φ	[-]	Rychlostní součinitel pro stator
ψ	[-]	Rychlostní součinitel pro rotor, tlakové číslo
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost

Indexy:

0	Zadané parametry, stav před statorem
0'	Stav na vstupu do turbíny
1	Stav mezi rotorem a statorem, první část turbíny
1.1	Stav v prvním odběru
1.1'	Stav odběrové páry před vstupem do odplynění
1.2	Stav ve druhém odběru
1.2'	Stav odběrové páry před vstupem do NTO2
1.3	Stav ve třetím odběru
1.3'	Stav odběrové páry před vstupem do NTO1
2	Stav za turbínou, stav za rotorovými lopatkami, druhá část turbíny
3	Stav za kondenzátorem, třetí část turbíny

4	Stav za kondenzátním čerpadlem, čtvrtá část turbíny
5	Stav mezi NTO1 a NTO 2
6	Stav mezi NTO2 a NN
7	Stav mezi NN a NČ
8	Stav za NČ před kotlem
a/ax	Axiální směr
atm	Atmosférický (tlak)
b	Bandáž
c	Celkové (namáhání)
čk	Zařízení na čištění a úpravu kondenzátu
ekv	Ekvivalentní
geod	Ztráta převýšením
ch1	Stav chladicí vody na vstupu do kondenzátoru
ch2	Stav chladicí vody na výstupu z kondenzátoru
I až IV	Římská čísla – označení jednotlivých kuželů
i	Vnitřní (výkon)
iz	Izoentropický
k	Kotel
kond	Kondenzátor, kondenzace
kp	Kondenzátní potrubí
krit	Kritický (tlak)
min	Minimální
n	Poslední řada kuželu
np	Potrubí napájecí vody
od/odpl	Odplynění
odpl	Odplynění
opt	Optimální
out	Stav na výstupu
p	Patní
pp	Parní potrubí
předb/P	Předběžný
red	Redukovaná (délka lopatek)
rh	Regulace hladiny
rn	Regulační ventil napájecí vody
s	Střední
SV	Svorkový (výkon)
š	Špice lopatky
t	Tahové (namáhání)
tdi	Termodynamická (účinnost)
tř	Tření
u	Obvodový směr
v	Vnější
z	Ztráta

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Výkres: Podélný řez parní turbínou